

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DO PROCESSO DE MANDRILAMENTO DE
ACABAMENTO**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA

MILTON LUIZ POLLI

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1995

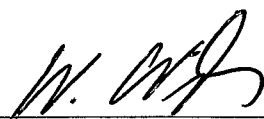
ESTUDO DO PROCESSO DE MANDRILAMENTO DE ACABAMENTO

MILTON LUIZ POLLI

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

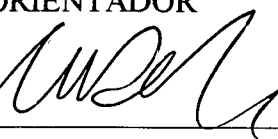
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



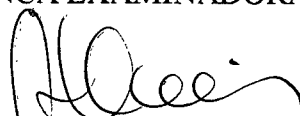
Prof. WALTER LINDOLFO WEINGAERTNER, Dr.-Ing.

ORIENTADOR

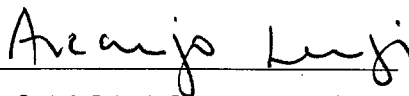


Prof. ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA, Dr. Eng. Mec.

BANCA EXAMINADORA



Prof. ABELARDO ALVES DE QUEIRÓZ, Ph.D.



Prof. ARCANJO LENZI, Ph.D.



Prof. LOURIVAL BOHES, Dr. Eng. Mec.

Aos meus pais, Doraci e Milton, pelo incentivo e apoio que sempre me proporcionaram.

A minha irmã, Daniela, pela sua amizade, dedicação e carinho.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Valter L. Weingaertner,
sempre disposto a auxiliar com sua sabedoria e experiência.

Aos estagiários Helton Bertol, Marco Koiti e Milton Kishi,
sempre prontos a cooperar para a realização do trabalho.

Aos colegas do LMP,
pela amizade e incentivo.

Ao CNPq,
pelo apoio financeiro.

A todos que indiretamente contribuíram para que esta difícil etapa fosse vencida.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iv
SUMÁRIO	v
LISTA DE FIGURAS	x
SIMBOLOGIA	xiv
RESUMO	xvii
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	3
3. ESTADO DA ARTE	4
3.1. ESTADO DA ARTE COM REFERÊNCIA AO MANDRILAMENTO	4
3.1.1 Materiais construtivos	5
3.1.1.1 Combinação de materiais	5
3.1.1.2 Compósito epóxi-grafite	9
3.1.2 Sistemas de adição e ganho de massa na barra	10
3.1.2.1 Amortecedor de Lanchester	10
3.1.2.2 Sistema auxiliar de massa com amortecimento	18
3.1.2.3 Amortecedor de vibração de choque	18
3.1.3 Sistema de amortecimento ativo.....	18
3.1.3.1 Sistema de amortecimento ativo eletromagnético.....	18
3.1.3.2 Sistema de amortecimento ativo hidráulico	20
3.1.4 Fixação especial	23
3.1.5 Variação programada da velocidade de rotação	25

3.1.6 Disposição adequada das ferramentas	28
3.2 ESTADO DA ARTE COM REFERÊNCIA AO ESTUDO DINÂMICO	
DAS FERRAMENTAS DE MANDRILAR	29
3.2.1 Efeito regenerativo	29
3.2.2 Modelamento do comportamento da máquina	30
3.2.2.1 Princípio da superposição dos efeitos	31
3.2.2.2 Vibração na direção x	32
3.2.2.3 Vibração na direção z	34
3.2.2.4 Vibração na direção y	34
3.2.2.5 Diagrama do comportamento da máquina	35
3.2.3 Modelamento do comportamento do processo	36
3.2.3.1 Determinação da força de desvio lateral.....	37
3.2.3.2 Direção da força de desvio lateral no desbaste	38
3.2.3.3 Direção da força de desvio lateral para o acabamento	39
3.2.3.4 Determinação de k_{cl1} , m_c e η	40
3.2.3.5 Fluxograma do comportamento do processo	40
3.2.4 Modelamento do efeito regenerativo	41
3.2.4.1 Influência da deflexão na direção z	41
3.2.4.2 Influência de uma deflexão na direção y	42
3.2.4.3 Influência da deflexão na direção x	43
3.2.4.3.1 Cálculo da área em forma de vírgula	43
3.2.4.3.2 Cálculo da área usinada	43
3.2.4.3.2.1 Desbaste com $\Delta x > 0$	43
3.2.4.3.2.2 Desbaste com $\Delta x < 0$	45
3.2.4.3.2.3 Acabamento com $\Delta x > 0$	46
3.2.4.3.2.4 Acabamento com $\Delta x < 0$	47
3.2.4.4 Fluxograma do efeito regenerativo	48
3.2.5 Modelo para o trabalho com barra de mandrilar	49
3.2.6 Critérios de estabilidade	53
3.2.6.1 Critério de estabilidade para o desbaste	53

3.2.6.2 Critério de estabilidade para o acabamento.....	53
3.3 ESTADO DA ARTE COM REFERÊNCIA AOS PARÂMETROS DE	
CORTE.....	55
3.3.1 Profundidade de corte	55
3.3.2 Avanço	56
3.3.3 Velocidade de corte	60
3.3.4 Raio de quina	61
3.3.5 Ângulo de posição principal	64
4. ESTRUTURA DO TRABALHO EXPERIMENTAL	66
4.1 PREESTABELECIMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS E	
CONDIÇÕES LIMITES PARA A FERRAMENTA DE MANDRILAMENTO	66
4.2 VERIFICAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DAS BARRAS	
DE MANDRILAR	70
4.2.1 Considerações iniciais	70
4.2.2 Barras de mandrilar utilizadas	70
4.2.3 Suporte da barra de mandrilar empregado	70
4.2.4 Sistema de verificação das características dinâmicas	71
4.3 VERIFICAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DAS BARRAS DE	
MANDRILAR EM PROCESSO	71
4.3.1 Considerações iniciais	71
4.3.2 Métodos de análise de resultados	71
4.3.2.1 Análise de Variância	71
4.3.2.2 Técnicas de Taguchi para Análise de Resultados	74
4.3.3 Infra-estrutura dos ensaios	75
4.3.3.1 Máquina-ferramenta	75

4.3.3.2 Barras de mandrilar	75
4.3.3.3 Insertos intercambiáveis	75
4.3.3.4 Equipamento auxiliar	75
4.3.3.5 Corpo de prova	76
4.3.3.6 Sistema de medição de vibração	76
4.3.3.7 Sistema de medição de força	76
4.3.3.8 Equipamentos utilizados em cada ensaio	76
4.3.4 Comparação do desempenho de três tipos de barras de mandrilar ...	77
4.3.5 Verificação experimental da influência das variáveis de entrada sobre o resultado de trabalho	77
4.3.5.1 Seleção das variáveis de entrada	77
4.3.5.2 Determinação dos níveis das variáveis de entrada	78
4.3.5.2.1 Relação (L/D)	78
4.3.5.2.2 Profundidade de corte	78
4.3.5.2.3 Avanço	78
4.3.5.2.4 Velocidade de corte	78
4.3.5.2.5 Raio de quina	78
4.3.5.2.6 Ângulo de posição principal	79
4.3.5.3 Determinação da matriz ortogonal	79
4.3.6 Verificação experimental do nível de aceleração da vibração em processo	79
4.3.7 Verificação experimental das forças de usinagem	80
 4.4 COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS TEÓRICOS E PRÁTICOS.....	 81
4.4.1 Resultado da verificação das características dinâmicas das barras de mandrilar	81
4.4.2 Comparação dos resultados teóricos e práticos do desempenho das barras de mandrilar	82
4.4.2.1 Metodologia do ensaio	82
4.4.2.2 Desenvolvimento do experimento	82

4.4.2.3 Resultado do experimento	83
4.4.2.4 Comparação entre o resultados do programa e os práticos	87
4.4.3 Verificação experimental e análise dos resultados da influência das variáveis de entrada sobre o resultado de trabalho	88
4.4.3.1 Considerações iniciais	88
4.4.3.2 Metodologia do ensaio	88
4.4.3.2.1 Desenvolvimento do ensaio	89
4.4.3.2.2 Montagem da matriz experimental	89
4.4.3.3 Resultados dos ensaios com as grandezas de entrada	90
4.4.3.4 Análise dos resultados	91
4.4.4 Verificação experimental e análise dos resultados do ensaio de vibração	94
4.4.4.1 Metodologia do ensaio	94
4.4.4.1.1 Desenvolvimento do experimento	95
4.4.4.1.2 Resultado do ensaio de vibração	95
4.4.5 Verificação experimental e análise dos resultados ensaio de força ..	98
4.4.5.1 Considerações iniciais	98
4.4.5.2 Metodologia do ensaio	98
4.4.5.2.1 Desenvolvimento do experimento	99
4.4.5.2.2 Operação do sistema de medição de forças	99
4.4.5.3 Resultado do ensaio de força	99
 5. CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS	 104
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 107
 ANEXOS	 111

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

CAPÍTULO 3

Figura 3.1 - Estrutura esquemática do suporte de ferramenta [3]	5
Figura 3.2 - Índice de performance em função da relação entre o comprimento do material de alto amortecimento e o comprimento total do suporte de ferramenta [3]	7
Figura 3.3 - Comparação dos gráficos de estabilidade do processo para diferentes materiais de suporte de ferramenta [3]	8
Figura 3.4 - Profundidade de corte dos testes de usinagem com barra de mandrilar [4]..	9
Figura 3.5 - Mecanismo de operação do amortecedor de Lanchester [5]	11
Figura 3.6 - Posição da massa adicional ao longo da barra de mandrilar [6]	12
Figura 3.7 - Massa adicional dentro da barra de mandrilar [6]	12
Figura 3.8 - Amortecedor de Lanchester. Desenho esquemático e amplitude de ressonância [7]	15
Figura 3.9 - Sistemas de massa adicional na barra de mandrilar [8]	16
Figura 3.10 - Amortecedor de Lanchester com ajuste de frequência natural [10]	18
Figura 3.11 - Barra de mandrilar com amortecimento ativo eletromagnético [13]	19
Figura 3.12 - Gráfico de estabilidade da barra com amortecimento ativo ($L/D = 8$) [13] ..	20
Figura 3.13 -Princípio do sistema de amortecimento ativo com dois amortecedores [14] ..	21
Figura 3.14 - Unidade de amortecimento com duas unidades de cilindro hidráulico [14] ..	21
Figura 3.15 - Diagrama do sistema dinâmico adicional [14]	22
Figura 3.16 - Velocidade de vibração com e sem sistema adicional [14].....	23
Figura 3.17 - Barra de mandrilar com amortecimento na fixação [15]	24
Figura 3.18 - Barra com amortecimento fluido e ligação flangeada central [16]	25
Figura 3.19 - Conjunto para a variação da rotação em um torno mecânico [18]	26
Figura 3.20 - Influência da variação da velocidade sobre a amplitude de vibração [19] ..	27
Figura 3.21 - Gráfico de estabilidade do processo com e sem variação da rotação [19] ..	28
Figura 3.22 - Disposição de ferramentas para a usinagem de aço carbono [20]	28

Figura 3.23 - Posição da ferramenta em relação à peça no mandrilamento com vibrações regenerativas [21]	29
Figura 3.24 - Diagrama de blocos da vibração na direção x [22]	30
Figura 3.25 - Convenção para o sistema de coordenadas [22]	31
Figura 3.26 - Deformações estática e dinâmica da barra na direção x [22]	31
Figura 3.27 - Barra de mandrilar como uma massa oscilatória simples com amortecimento [22]	33
Figura 3.28 - Fluxograma do comportamento da máquina em 3 dimensões [22]	35
Figura 3.29 - Forças resultantes do processo de corte [22]	36
Figura 3.30 - Relação geométrica para o desbaste [21]	38
Figura 3.31 - Relações geométricas para o acabamento [21]	39
Figura 3.32 - Fluxograma do comportamento do processo [22]	40
Figura 3.33 - Extremidade da ferramenta para uma deflexão em x e y [22]	41
Figura 3.34 - Influência da deflexão na direção y sobre o avanço [22]	42
Figura 3.35 - Área usinada para o desbaste com $\Delta x > 0$ [21]	44
Figura 3.36 - Área usinada no desbaste com $\Delta x < 0$ [21]	45
Figura 3.37 - Área usinada no acabamento com $\Delta x > 0$ [21]	46
Figura 3.38 - Área usinada no acabamento com $\Delta x < 0$ [21]	47
Figura 3.39 - Fluxograma do efeito regenerativo [22]	48
Figura 3.40 - Diagrama de blocos na direção x [22]	49
Figura 3.41 - Exemplo de diagrama de Nyquist para sistema estável.....	54
Figura 3.42 - Exemplo de diagrama de Nyquist para sistema instável.....	54
Figura 3.43 - Rugosidade em função da profundidade e tempo de usinagem [23]	55
Figura 3.44 - Rugosidade em função do avanço e do tempo de usinagem [23]	57
Figura 3.45 - Variação da espessura do cavaco ao longo do gume [23]	58
Figura 3.46 - Rugosidade em função da velocidade de corte e tempo de usinagem [23].	60
Figura 3.47 - Rugosidade em função do raio de quina e tempo de usinagem [23]	62
Figura 3.48 - Rugosidade em função do ângulo de posição e do tempo de usinagem [23]	64
Figura 3.49 - Influência do ângulo de posição sobre a relação de contato entre a ferramenta e a peça [23]	65

CAPÍTULO 4

Figura 4.1 - Diagramas de Nyquist para barra de mandrilar de aço	67
Figura 4.2 - Diagrama de Nyquist para barra de mandrilar de metal duro	69
Figura 4.3 - Suporte de barra de mandrilar	70
Figura 4.4 - Característica do sistema para uma barra de aço com $L/D = 6.0$	81
Figura 4.5 - Rugosidade em função da relação (L/D) para a barra de mandrilar de aço.	85
Figura 4.6 - Rugosidade em função da relação (L/D) para a barra de metal duro	86
Figura 4.7 - Rugosidade em função da relação (L/D) para a barra de mandrilar de metal duro com amortecimento	87
Figura 4.8 - Relação entre a rugosidade R_a e as grandezas de entrada	93
Figura 4.9 - Relação entre a rugosidade R_t e as grandezas de entrada	93
Figura 4.10 - Nível da aceleração de vibração de uma barra de aço com $L/D = 6.0$	95
Figura 4.11 - Nível da aceleração de vibração em função da velocidade de corte e profundidade de corte	97
Figura 4.12 - Sistema de medição de força	99
Figura 4.13 - Força de corte em função da profundidade de corte e do raio de quina ...	101
Figura 4.14 - Força passiva em função da profundidade de corte e do raio de quina	102
Figura 4.15 - Determinação das constantes da força de corte	103
Tabela 4.1 - Tipos de barras de mandrilar	70
Tabela 4.2 - Análise de variância [33]	73
Tabela 4.3 - Infra-estrutura dos ensaios	77
Tabela 4.4 - Dados para a obtenção da matriz ortogonal	79
Tabela 4.5 - Propriedades físicas e frequência natural de barras de mandrilar	81
Tabela 4.6 - Resultados do ensaio de rugosidade	83
Tabela 4.7 - Resultados da análise de variância para o ensaio de rugosidade	84
Tabela 4.8 - Resultados da análise de estabilidade	88
Tabela 4.9 - Matriz do experimento Taguchi	90
Tabela 4.10 - Resultados do ensaio Taguchi	91
Tabela 4.11 - Análise de variância para o ensaio Taguchi	92
Tabela 4.12 - Resultados do ensaio de vibração	96

Tabela 4.13 - Análise de variância para o ensaio de vibração 96

Tabela 4.14 - Resultados do ensaio de força de corte F_c e passiva F_p 100

Tabela 4.15 - Análise de variância para as forças de corte e passiva 100

SIMBOLOGIA

SÍMBOLO	DENOMINAÇÃO
A	área de uma seção
D	diâmetro
E	módulo de elasticidade
F_{ax}	força de inércia na direção x
F_{cx}	força de amortecimento na direção x
F_c	força de corte
F_d	força de desvio lateral
F_f	força de avanço
F_{kx}	força de mola na direção x
G	razão de amplitudes $\frac{x_1}{x_0}$
H_o	hipótese
I	momento de inércia
K	rigidez estática
K_B	rigidez estática da barra de mandrilar
K_m	rigidez estática da máquina
L	comprimento da barra de mandrilar
M	massa
R_a	rugosidade
R_t	profundidade da rugosidade
R_{th}	profundidade da rugosidade teórica
R_1	raio da cavidade
R_2	raio da massa adicional
W	trabalho realizado

a	folga radial entre a massa adicional e a cavidade
a_p	profundidade de corte
c	coeficiente de amortecimento
c_c	coeficiente de amortecimento crítico
c_1	coeficiente de amortecimento viscoso, movimento de translação
f	avanço
f_0	frequência de ressonância
f_n	frequência natural da barra com massa adicional
f_{no}	frequência natural da barra sem a massa adicional
h	altura do cavaco
k	rigidez de mola equivalente da barra
k_{cl1}	força específica de corte
l	comprimento do suporte da ferramenta
l_1	comprimento em balanço da barra
l_2	distância do centro da massa adicional e a extremidade fixa da barra
m	massa da barra considerada até a extremidade livre
m_c	coeficiente da força de corte
m_s	massa adicional
r_β	raio do gume
r_e	raio de quina
s	amplitude relativa da vibração entre a massa adicional e a barra
t	tempo
x	deflexão da barra de mandrilar na direção x
x_s	deflexão da barra na extremidade livre para carga estática
\bar{x}	vetor amplitude de x_0
x_0	amplitude da vibração da barra na extremidade livre
x_1	amplitude de vibração da barra no centro da massa adicional
x_2	amplitude da vibração da massa na posição central

y	deflexão da barra de mandrilar na direção y
y_{ijk}	resposta da k -ésima unidade no nível i de A e nível j de B
z	deflexão da barra de mandrilar na direção z
α	direção da força de desvio lateral
β	ângulo medido a partir do centro instantâneo
$\beta_{c,f}$	fator de correção para a velocidade de amortecimento do fluido
β_{ij}	efeito do nível j de B
δ	decremento logarítmico máximo
ε_{ijk}	erro aleatório
η	fator que relaciona a força de corte com a força de desvio lateral
κ	ângulo de posição principal
λ	raio de giração da massa adicional sobre o eixo longitudinal
λ''	índice de performance
μ	razão de massa, $G^2 \frac{m_s}{m}$
ρ	densidade
τ_j	efeito do nível i de A
$(\tau\beta)_{ij}$	efeito da combinação do nível i de A com o nível j de B
ν	viscosidade dinâmica
ξ	índice de amortecimento

RESUMO

O mandrilamento de furos, nos quais a relação profundidade-diâmetro assume grande valor, representa na prática um trabalho especialmente crítico, que só pode ser realizado através do emprego de ferramentas e técnicas especiais capazes de evitar o surgimento de vibrações regenerativas durante o processo.

Neste trabalho, através da aplicação de um programa de computador elaborado a partir de um modelo teórico do processo de mandrilamento, foi possível determinar as relações comprimento-diâmetro (L/D) críticas para a aplicação de barras de mandrilar, para uma determinada condição de usinagem. Posteriormente, estas condições limites foram determinadas experimentalmente e comparadas com as teóricas. Observou-se que os resultados gerados pelo programa podem fornecer um referencial para a análise da estabilidade do processo, mas existe considerável diferença entre estes e os práticos. Isto pode ser explicado pela obrigatoriedade do emprego de um modelo linear, que permitisse a análise da estabilidade com base no diagrama de Nyquist.

Na etapa de investigação da influência das variáveis de entrada sobre os resultados obtidos no processo, foram empregadas as técnicas Taguchi, que permitiram avaliar qualitativamente a influência dos diversos fatores, e concluir que a relação comprimento-diâmetro (L/D) é o fator que rege o processo.

Nas etapas seguintes, foram investigadas as influências das principais variáveis de entrada sobre o nível de aceleração da barra de mandrilar, e também sobre as forças de usinagem, a fim de se conhecer as condições mais adequadas para o processo.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

As ferramentas de mandrilar chegam a 15% de todas as ferramentas envolvidas em um processo de usinagem, e seu impacto na produtividade geral é muito grande. Na maioria dos casos, o mandrilamento é uma operação de precisão e final em uma peça que já adquiriu o valor elevado de horas de usinagem prévia. Conseqüentemente, a produção de refugo no estágio de mandrilamento de acabamento pode ser razão de pesados prejuízos [1].

O emprego de operações de mandrilamento nos atuais centros de usinagem é crescente, e exige cada vez mais ferramentas modernas que possam trabalhar confiavelmente, aumentando a segurança e a produtividade do processo.

A taxa de remoção de material foi aumentada consideravelmente devido ao intensivo trabalho de desenvolvimento de materiais de corte. A fim de aproveitar o crescente potencial dos materiais de corte e transformá-lo em ganho de produtividade, é necessário existir também capacidade da máquina e do sistema da ferramenta. A precisão de forma é produzida a partir da componente cinemática da máquina e da estabilidade estática e térmica do sistema máquina-ferramenta-peça. Ao passo que o acabamento superficial é dependente principalmente da geometria da ferramenta de corte e do comportamento dinâmico do sistema máquina-ferramenta-peça.

A usinagem interna de furos, nos quais a relação profundidade-diâmetro assume grande valor, representa na prática um trabalho especialmente crítico. Neste caso devem ser empregadas ferramentas esbeltas (barras), cujos diâmetros naturalmente devem ser menores que o diâmetro do furo.

Com o aumento da esbeltez, a barra se torna o ponto frágil dominante do sistema máquina-ferramenta-peça, de tal forma que a elasticidade e a deformação na usinagem é definida primordialmente pela ferramenta. As condições geométricas levam a uma pequena rigidez estática do eixo da ferramenta e para um material metálico que apresenta pequeno

coeficiente de amortecimento, resulta além disso, alta elasticidade dinâmica, que incorre em vibrações regenerativas e até mesmo instabilidade do processo de usinagem.

O surgimento de vibrações leva, freqüentemente, a quebra da quina da ferramenta e, com isso, piora do acabamento superficial. Para se obter segurança no processo, a profundidade de corte e conseqüentemente a taxa de remoção de corte devem ser reduzidas, ou a geometria de corte alterada. Afim de se aumentar taxa de remoção com ferramentas delgadas, deve-se aumentar as suas rigidez estática e dinâmica.

Neste trabalho são comparados os desempenhos teóricos e práticos de três tipos de barras de mandrilar. A avaliação do comportamento do processo de mandrilamento foi executada em função das rugosidades das peças usinadas.

Na etapa de investigação da influência das variáveis de entrada sobre os resultados obtidos no mandrilamento de precisão empregou-se as técnicas Taguchi, que permitem avaliar qualitativamente a influência de diversos fatores sobre um resultado a partir de um número reduzido de experimentos. Além de uma análise mais rápida, elas possibilitam maior confiabilidade nos resultados.

A fim de se conhecer mais o processo, também foi investigada a influência das principais variáveis de entrada sobre o nível da aceleração da vibração da barra de mandrilar, e também sobre as forças de usinagem.

CAPÍTULO 2

OBJETIVOS

OBJETIVO GERAL

Procurou-se desenvolver um trabalho que reunisse informações sobre o processo de mandrilamento. Tendo como objetivo o conhecimento de técnicas e ferramentas especiais que possibilitem a usinagem de furos, nos quais a relação profundidade-diâmetro assume grande valor. Além disso, são reunidas informações referentes ao comportamento dinâmico das barras de mandrilar normais e com sistemas de amortecimento.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

ANÁLISE TEÓRICA DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE BARRAS DE MANDRILAR: A estabilidade dinâmica do processo de mandrilamento pode ser analisada através da aplicação de um programa de computador elaborado a partir de um modelo teórico do processo. Utilizando este programa, pode-se preestabelecer características dinâmicas adequadas de uma barra de mandrilar para uma determinada condição de trabalho. Além disso, também é possível determinar as condições limites de aplicação de uma barra de mandrilar existente.

VERIFICAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DAS BARRAS DE MANDRILAR EM PROCESSO: Este estudo pode ser dividido em quatro etapas. A primeira tem por objetivo a comparação do desempenho teórico e prático de três tipos de barras de mandrilar sob uma determinada condição de corte. A segunda visa conhecer o desempenho de uma barra de mandrilar de aço sob várias condições de corte. Nestas etapas, o desempenho é analisado levando-se em consideração a rugosidade resultante das peças usinadas. Na terceira e quarta é analisada a influência dos parâmetros de corte sobre os níveis de aceleração de vibração e sobre as forças de usinagem.

CAPÍTULO 3

ESTADO DA ARTE

3.1. ESTADO DA ARTE COM REFERÊNCIA AO MANDRILAMENTO

No mandrilamento de furos profundos, a barra de mandrilar constitui o ponto mais fraco do sistema dinâmico máquina-ferramenta-peça. É normalmente tomado como regra, que uma barra de mandrilar circular de aço, pode realizar um trabalho isento de vibrações em condições normais, quando a relação comprimento diâmetro da barra não ultrapassa o valor 5. Para uma relação de 5 até 10, pode ser realizada a usinagem do alumínio e, eventualmente a do aço, caso sejam tomadas medidas de amortecimento de vibração. Para valores acima de 10 a usinagem isenta de vibrações é possível apenas em casos excepcionais [2]. A maioria das medidas para evitar vibrações se concentram no sentido de aumentar a rigidez dinâmica da própria barra. Abaixo são citadas algumas medidas que visam melhorar a estabilidade do processo:

- a) Escolha de material com alto módulo de elasticidade e alto amortecimento.
- b) Adequação de uma combinação de materiais e forma geométrica otimizada da barra.
- c) Sistema de massa adicional na barra.
- d) Fixação adicional ou especial da barra.
- e) Amortecimento ativo da barra.
- f) Disposição adequada de ferramentas.
- g) Variação programada da rotação.

As dimensões externas da barra são limitadas pelo diâmetro do furo a ser usinado. A barra deve ocupar ao máximo o volume do furo, deixando apenas o espaço necessário para a saída do cavaco. Levando-se em consideração, que a rigidez de uma barra aumenta com a quarta potência de seu diâmetro e diminui com a terceira potência de seu comprimento, a barra de mandrilar deve ser o mais curta e grossa quanto possível.

3.1.1 Materiais construtivos

Os materiais empregados na construção de barras de mandrilar devem apresentar um alto módulo de elasticidade e uma boa capacidade de amortecimento.

Pelo emprego de carboneto de tungstênio na confecção de barras de mandrilar, pode-se conseguir bons resultados, uma vez que este material possui um módulo de elasticidade três vezes maior que o do aço. A literatura indica que através do seu emprego foi possível realizar trabalhos de usinagem isentos de vibrações com velocidades de corte 70% maiores, onde a utilização de uma barra comum de aço não atingia mais uma qualidade superficial adequada [2].

3.1.1.1 Combinação de materiais

O emprego de uma estrutura combinada pode melhorar a rigidez dinâmica de uma barra. Analiticamente pode-se provar que uma maior rigidez dinâmica pode ser obtida pela combinação de um material leve de alto amortecimento na extremidade livre da barra com um material de alta rigidez estática na extremidade fixa, em uma proporção aproximadamente meio a meio em comprimento [3].

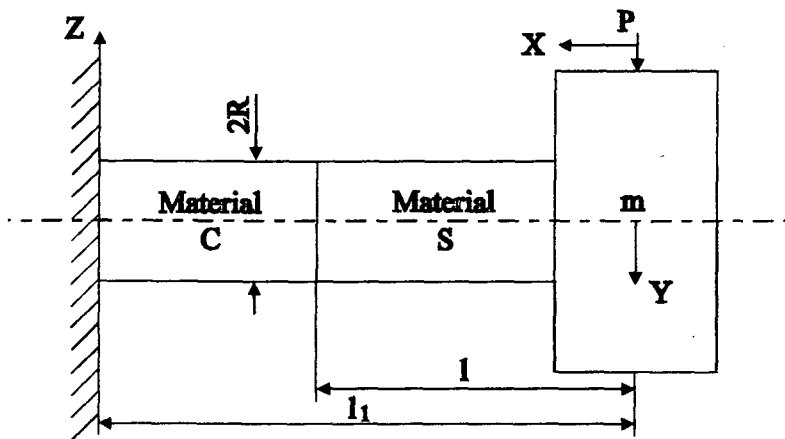


Figura 3.1 - Estrutura esquemática do suporte de ferramenta

Nesta análise, a rigidez dinâmica é avaliada através do índice de performance λ' que pode ser expresso como:

$$\lambda' = k(\xi + \xi^2) \cong k\xi \quad (3.1.1)$$

Onde k é a rigidez estática e ξ é o índice de amortecimento.

O índice de performance pode ser otimizado em função das propriedades dos materiais associados, como segue:

$$\lambda_{max} = \frac{3I\delta_{cmax}}{2\pi l^3} \sqrt{E_s E_c} \left[1 + \left(\frac{E_c}{E_s} - 1 \right) \left(\frac{l_1}{l} \right)^3 \right]^{-\frac{7}{2}} \left[\sqrt{\frac{E_c}{E_s}} \left(1 - \frac{l_1}{l} \right)^4 + \left(\frac{E_c}{E_s} \right)^3 \frac{\delta_{cmax}}{\delta_{smax}} \left(\frac{l_1}{l} \right)^4 \right] \quad (3.1.2)$$

onde

S – material ferromagnético de alto amortecimento;

C – material de alta rigidez;

E_s – módulo de elasticidade do material S ;

E_c – módulo de elasticidade do material C ;

δ_{smax} – decremento logarítmico máximo do material S ;

δ_{cmax} – decremento logarítmico máximo do material C ;

l_1 – comprimento do material S e

l – comprimento do suporte da ferramenta.

A relação entre λ_{max} e l_1/l , que é calculada a partir da equação acima, é mostrada no gráfico da figura 3.2, na qual (a) corresponde a barra do compósito de aço ferramenta e um material de alto amortecimento, e (b) ao compósito de carboneto sinterizado K20 e um material de alto amortecimento. De acordo com a curva (a) nenhuma combinação com o aço é melhor que o material de alto amortecimento puro. Contrariamente em (b), a máxima rigidez mecânica pode ser obtida quando aproximadamente 40% a partir da extremidade fixa é de carboneto sinterizado K20 e a outra parte é de material de alto amortecimento. Isto indica que dependendo da combinação dos materiais associados e suas proporções dimensionais, a rigidez dinâmica pode ser marcadamente melhorada [3].

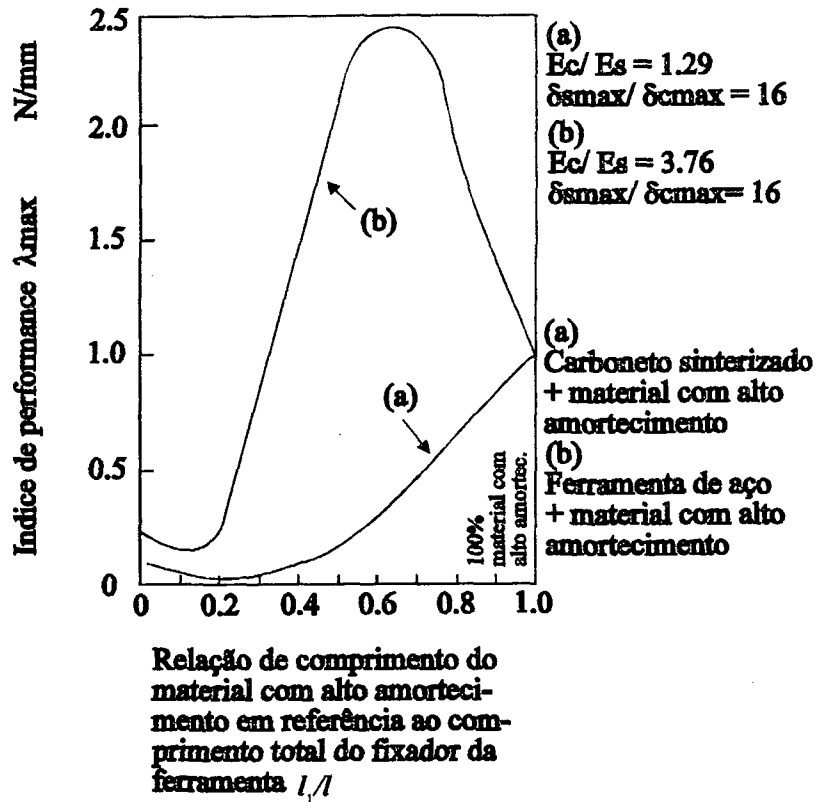


Figura 3.2 - Índice de performance λ_{max} em função da relação entre o comprimento do material de alto amortecimento e o comprimento total do suporte de ferramenta

A fim de se verificar experimentalmente a rigidez dinâmica das estruturas compostas, Takeyama [3] realizou testes de torneamento externo com suportes de 12 mm de diâmetro e 40 mm de comprimento com quatro tipos de estrutura:

- 1) Aço carbono 1045
- 2) Carboneto sinterizado K20
- 3) Material de alto amortecimento
- 4) Carboneto sinterizado K20 mais material de alto amortecimento (meio a meio em comprimento)

O gráfico de estabilidade referente a profundidade de corte em função da velocidade de corte foi obtido para os quatro tipos de estrutura como é mostrado na figura 3.3, na qual

“instável” representa a zona onde ocorreram marcas de vibração na superfície usinada. No caso do suporte de aço carbono, quanto maior a profundidade de corte e a velocidade de corte, maior a instabilidade do processo. Isto é devido a baixa capacidade de amortecimento e a pequena rigidez estática do aço carbono. No caso do carboneto sinterizado, a zona de estabilidade aumenta até a velocidade de 200 m/min, independentemente da profundidade de corte. No caso do material de alto amortecimento, a zona de estabilidade se torna estreita para pequenas profundidades de corte. Porque estes materiais apresentam a propriedade de que quanto menor a sua deformação, menor a sua capacidade de amortecimento.

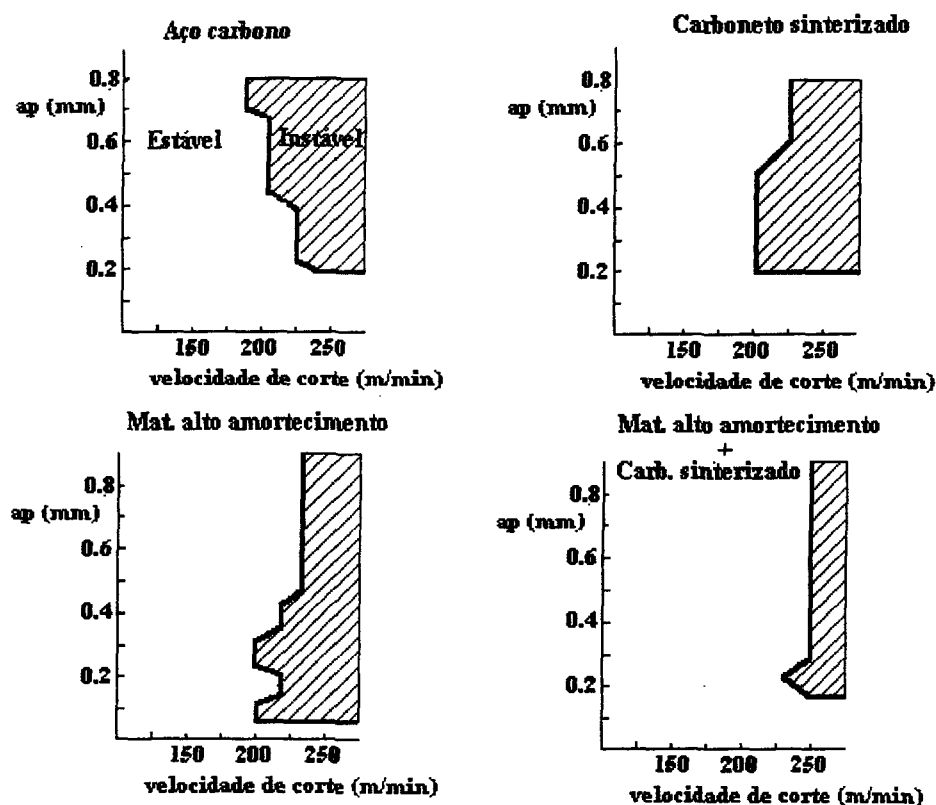


Figura 3.3 - Comparação dos gráficos de estabilidade do processo para diferentes materiais de suporte de ferramenta

O material composto de carboneto sinterizado K20 e material ferromagnético de alto amortecimento apresentou os melhores resultados, confirmando os resultados obtidos a partir da análise teórica [3].

3.1.1.2 Compósito epóxi-grafite

Outra maneira de se aumentar a rigidez dinâmica de uma barra de mandrilar é a utilização de um compósito epóxi-grafite na sua fabricação. Pois, este material possui alto módulo de elasticidade e alto coeficiente de amortecimento. A fibra de grafite usada é a Magnamite tipo HMS, seu módulo de elasticidade é 345 Gpa. A temperatura de cura do epóxi usado é de 177°C. O módulo de elasticidade para 40% de resina epóxi é 207 Gpa. Este compósito de grafite unidirecional tem um alto módulo na direção longitudinal, mas pequeno módulo de cisalhamento. Se o módulo de cisalhamento é pequeno, a potência e a capacidade de transmissão de torque da barra também são pequenos. A fim de melhorar esta propriedade , a fibra deve ser moldada em um certo ângulo a partir da direção longitudinal da barra. Um ângulo maior que 15° não é desejável, porque o módulo longitudinal cai muito rapidamente para ângulos que excedem este valor. Para um ângulo de 15° , o módulo longitudinal diminui de 207 Gpa para 160 Gpa e o módulo de cisalhamento aumenta de 4.5 Gpa para 16.6 Gpa [4].

Os resultados de experimentos realizados com uma pastilha (TNMG 16 04 04, P20), com ângulo de posição 90°, velocidade de corte 140 m/min e avanço 0.205 mm/rot, são mostrados no gráfico da figura 3.4. Foram possíveis profundidades de corte 5 vezes maiores com a barra compósita quando comparada com a de aço, sem que houvesse o surgimento de vibrações [4].

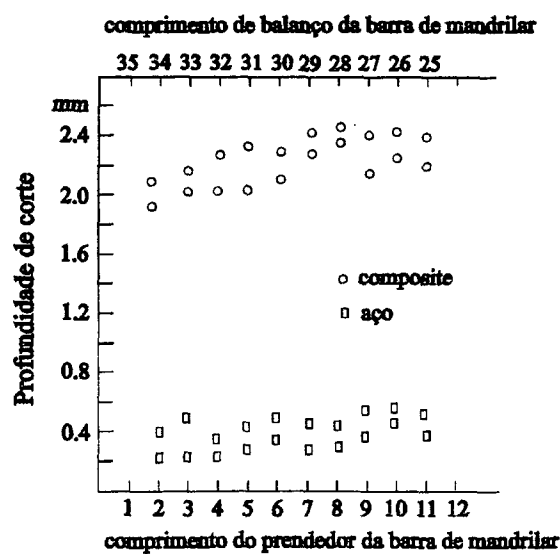


Figura 3.4 - Profundidade de corte dos testes de usinagem com barra de mandrilar de aço e compósito epóxi-grafite

3.1.2 Sistema de adição e ganho de massa na barra

Este sistema pode ser dividido em quatro grupos:

- 1) Inércia acoplada (massa adicional ligada a massa principal através de mola)
- 2) Amortecedor de Lanchester (amortecimento acoplado)
- 3) Sistema auxiliar de massa com amortecimento (inércia e amortecimento acoplados)
- 4) Amortecedor de vibração de choque (massa adicional em um alojamento com movimento livre)

Estes sistemas exigem uma adaptação de acordo com suas condições de contorno. Para um resultado ótimo eles devem ser ajustados para uma determinada frequência. Isto constitui uma desvantagem limitante do princípio, reduzindo sua aplicação na fabricação.

O primeiro sistema não encontrou aplicação na barra de mandrilar, porque as bandas de frequência onde ele se torna efetivo são especialmente pequenas. Para que ele tivesse aplicabilidade, a faixa de frequência necessária deveria ser ampla, uma vez que a frequência natural do sistema máquina-ferramenta-peça pode variar em uma longa faixa dependendo do material a ser usinado e da ferramenta utilizada.

O amortecedor de Lanchester e o sistema auxiliar de massa com amortecimento encontraram maior emprego na fabricação.

3.1.2.1 Amortecedor de Lanchester

Neste amortecedor uma massa adicional é colocada em uma cavidade na extremidade livre da barra. O espaço entre a massa e a parede da cavidade é preenchido com um fluido.

O mecanismo de ação deste amortecedor é mostrado na figura 3.5. Quando a vibração relativa entre a massa e a parede da cavidade é de pequena ordem, a massa oscila em torno de um centro virtual instantâneo que caracteriza a condição de rolamento (figura 3.5.a). A velocidade do fluido de amortecimento entrando e saindo da fenda adjacente ao ponto de contato é muitas vezes maior que a velocidade relativa entre a massa adicional e a barra. A pressão sobre o fluido é exercida na direção vertical e aumenta rapidamente com o aumento da velocidade da vibração relativa [5].

O movimento de deslizamento também passa a existir, devido à ação da intensa pressão do fluido (figura 3.5b) que tende a vencer a força gravitacional e levantar a massa adicional do fundo da cavidade. Para um fluido de amortecimento incompressível a dissipação de energia aumenta

infinitamente nesta região. Esta perda infinita não pode ocorrer na prática e a massa adicional tende a se levantar do fundo da cavidade (figura 3.5c) e ou comprimir o fluido se for um gás como o ar. Finalmente, quando a barra se aproxima da condição de ressonância e a vibração relativa entre a massa e a barra se torna mais substancial, ocorrem impactos entre ambas, (figura 3.5d) [5].

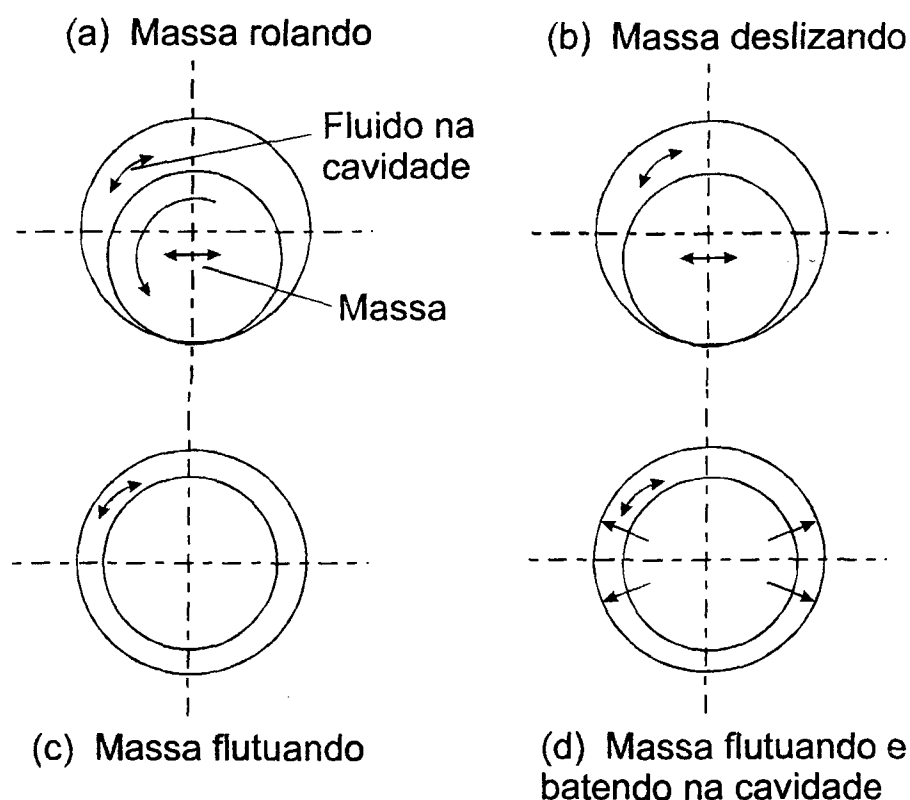


Figura 3.5 - Mecanismo de operação do amortecedor de Lanchester

A máxima eficiência do amortecedor ocorre quando a massa adicional flutua, mas o interesse é concentrado na ação de rolamento, porque não se admite nenhuma vibração no processo.

A ação de amortecimento é devido à dissipação da energia da vibração através das perdas por atrito entre a massa adicional e o fluido.

As dimensões e os demais valores otimizados para este amortecedor são demonstradas nas equações mostradas na sequência [6].

$\beta_{c,f}$ – fator de correção, a sua raiz quadrada converte a velocidade relativa entre a barra e

a massa adicional para a velocidade média de amortecimento do fluido;

λ – raio de giração da massa adicional sobre o eixo longitudinal;

x_0 – amplitude da vibração da barra na extremidade livre;

\bar{x} – vetor amplitude de x_0 ;

x_1 – amplitude de vibração da barra na posição central da massa adicional;

x_2 – amplitude da vibração da massa na posição central;

x_s – deflexão da barra na extremidade livre quando uma carga é aplicada estaticamente;

s – amplitude relativa da vibração da massa adicional em relação a barra;

G – razão de amplitudes $\frac{x_1}{x_0}$;

c_c – coeficiente de amortecimento crítico;

c_1 – coeficiente de amortecimento viscoso, movimento de translação;

k – rigidez de mola equivalente da barra;

a – folga radial entre a massa adicional e a cavidade;

R_1 – raio da cavidade;

R_2 – raio da massa adicional;

ν – viscosidade dinâmica;

β – ângulo medido a partir do centro instantâneo até o ponto em consideração;

W, w – trabalho realizado;

t – tempo;

$\frac{dw}{dt}$ – taxa de dissipação de energia;

f_n – frequência natural da barra quando a massa adicional é parte integral dela, isto é,

quando nenhum movimento relativo pode ocorrer;

f_0 – frequência de máxima resposta da barra quando há folga entre a massa adicional e a

cavidade, isto é, frequência de ressonância;

f_{no} – frequência natural da barra sem a massa adicional;

l_1 – comprimento em balanço da barra;

l_2 – distância do centro da massa adicional e a extremidade fixa da barra e

μ – razão de massa, $G^2 \frac{m_s}{m}$.

A taxa de dissipação de energia é dada por [6]:

$$\frac{dw}{dt} = 12 \nu s^2 \left(\frac{R_2}{a} \right)^3 \left[\cot g \frac{\beta}{2} \right]_0^{2\pi} \quad (3.1.3)$$

Quando a massa está flutuando na posição central, a equação acima é substituída por:

$$\frac{dw}{dt} = 12 \nu \pi s^2 \left[\frac{R_2}{a} \right]^3 \quad (3.1.4)$$

A frequência natural quando o amortecimento é suficientemente grande para evitar movimento relativo entre a massa adicional e a barra, é dada pela igualdade:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{k}{m + m_s G} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.1.5)$$

A razão de amplitudes na ressonância é

$$\frac{\bar{x}}{x_s} = 2l \left[\frac{1 + \mu}{\mu} \right] - 1 \quad \text{e} \quad (3.1.6)$$

$$\left(\frac{f_0}{f_n} \right)^2 = \left[1 - \frac{1}{2l \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)} \right]^{-1} \quad (3.1.7)$$

A razão de amortecimento para dar um valor ótimo ao amortecimento viscoso para uma dada razão μ , é

$$\frac{c_1}{c_c} = \frac{l}{\sqrt{2}} \left[\frac{l \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right) - 1}{2l \left[\frac{1 + \mu}{\mu} \right] - 1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.1.8)$$

onde

$$l = \left[1 + \left(\frac{\lambda}{R_2} \right)^2 + \frac{m_s}{m_c} \beta_{c.f} \right] \quad (3.1.9)$$

Para a condição de rolamento $\lambda = \frac{1}{2} R_2^2$, e para a condição de deslizamento e flutuação,

$\lambda = 0$.

A figura 3.8 mostra as amplitudes de vibração de duas barras de mandril. O gráfico à esquerda é referente a uma barra de mandril sem amortecimento, e o da direita refere-se a uma barra com amortecedor de Lanchester cujo fluido de amortecimento é o ar. Para um mesmo estímulo, a amplitude de ressonância para a barra com amortecedor de Lanchester é consideravelmente menor [7].

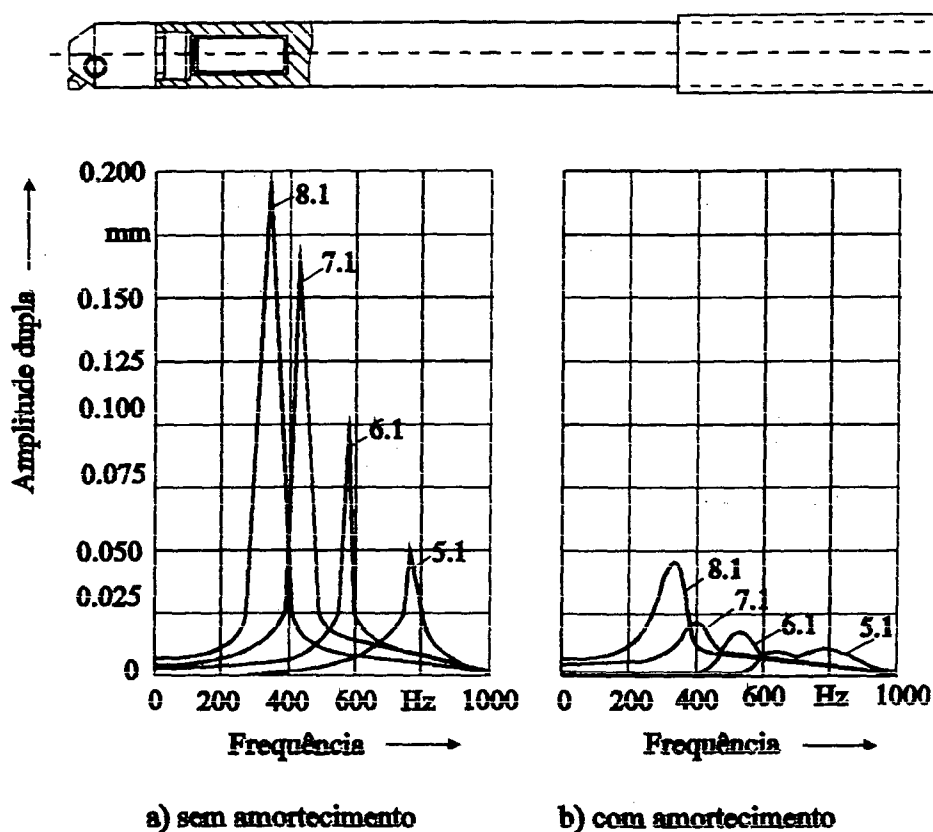


Figura 3.8 - Comparação de uma barra de mandril sem e com amortecedor de Lanchester

Existe também a possibilidade de apoiar a massa adicional com borracha. A figura 3.9a mostra o princípio, a partir do qual se obtém uma redução da amplitude da vibração de 2 a 3 vezes [8].

Outra possibilidade é o acoplamento de massas adicionais por fricção. A barra possui uma série de discos de inércia com diâmetros pouco diferentes, presos entre si pela força da mola fixada na extremidade da barra como é mostrado na figura 3.9b. Os discos são feitos de uma liga pesada de tungstênio, e podem ser em número de 9 a 22, dependendo do tamanho da barra [9].

Para melhor compreender a ação do amortecedor, considera-se a barra em um ponto ideal da vibração: na parte mais baixa deste ciclo, começando seu movimento de subida, e todos os discos repousando no fundo da cavidade. Quando a barra atinge o topo do seu ciclo e começa a descer, a inércia dos discos os levará para cima até que eles colidam com o topo da cavidade.

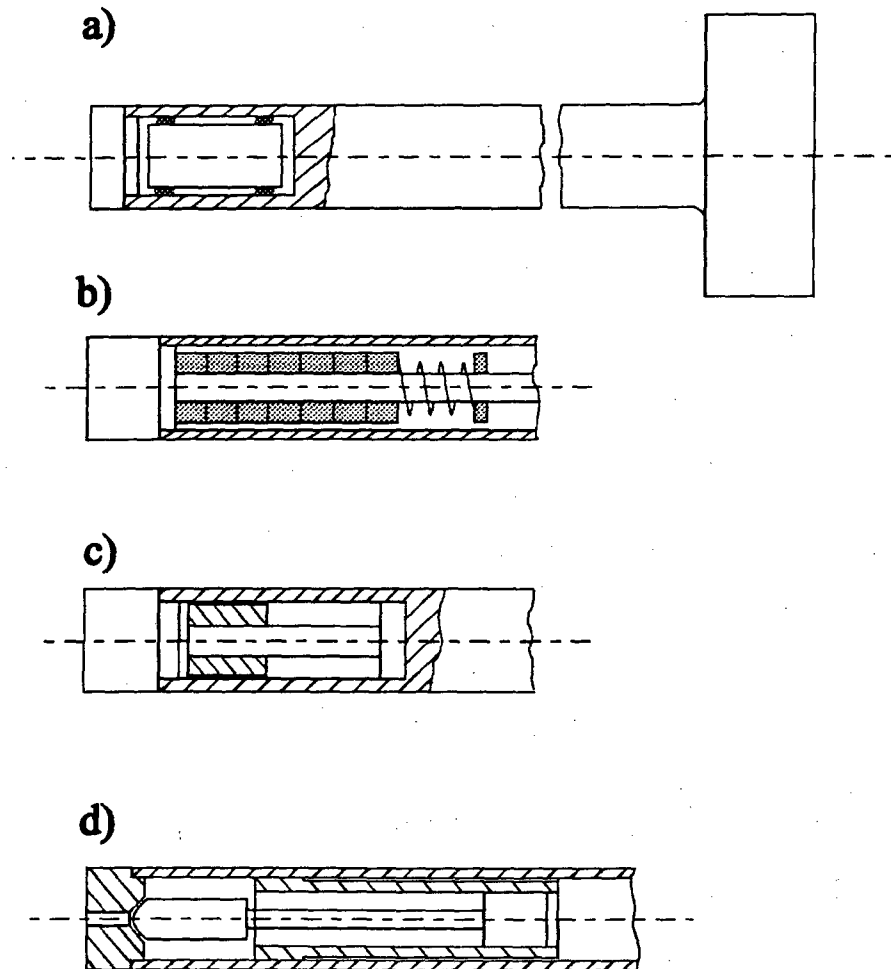


Figura 3.9 - Sistema de massa adicional na barra de mandrilar:

- a, b) Amortecedor de Lanchester
- c) Sistema de massa auxiliar com amortecimento
- d) Amortecedor de choque

O primeiro impacto será do maior disco porque possui a menor folga. Então, impactos sucessivos tenderão a ocorrer aleatoriamente devido aos diferentes tamanhos dos discos e suas diferentes posições.

A aleatoriedade de tempo entre os impactos é mantida posteriormente pela mola leve na extremidade da fila dos discos. Isto causa um pequeno atrito entre as faces e ajuda a atrasar os impactos. Devido ao atrito, os discos menores serão retardados nos seus caminhos de descida, tão logo os maiores começarem a descer. Ao mesmo sinal, os maiores serão impedidos de bater mais adiante e serem levados para cima com a barra.

Portanto, os impactos são quase invariavelmente opostos ao movimento vibracional. Na essência, a barra concede energia aos discos e estes retornam a energia em um tempo defasado, de tal forma que a continuidade da vibração é afetada. Com isso, pode-se reduzir a amplitude da vibração em até 90%. Para um trabalho com barra de mandrilar com relação comprimento-diâmetro igual a 6, a sua utilização pode reduzir a rugosidade à metade dos valores obtidos com uma barra comum de aço sem amortecimento [9].

A figura 3.10 mostra um exemplo de uma barra com um amortecedor de Lanchester com possibilidade de ajuste de frequência. Nela, um corpo de amortecimento que pode ser de chumbo ou metal duro conforme o diâmetro e o comprimento da ferramenta, é disposto entre dois conjuntos de mola. Adicionalmente, este corpo é circundado por um óleo que atua como meio de amortecimento de vibração. Desta forma, resulta um sistema de amortecimento passivo, que recebe a energia que surge na faixa de trabalho.

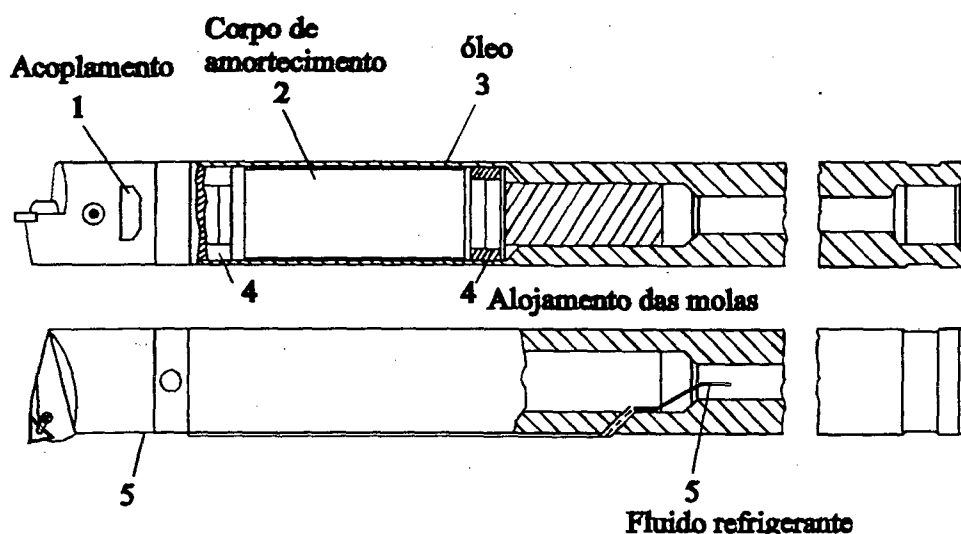


Figura 3.10 - Amortecedor de Lanchester com ajuste de frequência natural

Conforme a profundidade de corte, avanço, velocidade de corte e geometria da ferramenta, a barra de mandrilar pode ter seu comportamento de vibração ajustado. Através de um parafuso regulador, o corpo de amortecimento pode ser deslocado na direção axial, de tal forma que um conjunto de molas é carregado, ao passo que o outro é liberado. Assim, a característica dinâmica do sistema é alterada, para que se possa realizar um trabalho de usinagem isento de vibrações [10].

3.1.2.2 Sistema auxiliar de massa com amortecimento

A figura 3.9c mostra um exemplo de um sistema auxiliar de massa com amortecimento na barra de mandrilar. Uma haste flexível transporta a massa adicional cilíndrica, que está circundada por um fluido. Todos os componentes e medidas, naturalmente também o espaço entre a massa adicional e a parede interna devem ser determinados para valores ótimos. Desse modo, pode-se utilizar profundidades de corte até 3 mm para uma relação $L/D = 10$ para a usinagem de aço e $L/D = 18$ para o alumínio [11].

3.1.2.3 Amortecedor de vibração de choque

No amortecedor de vibração de choque, a massa adicional vibratória (martelo) é presa a um sistema de duas molas acopladas em série (figura 3.9d). A massa do martelo, a entrada de ar entre o martelo e a bigorna, assim como o comprimento da mola podem ser determinados de forma a sintonizar o amortecedor.

Para uma sintonização ótima a fronteira de estabilidade pode aumentar 75% [12].

3.1.3 Sistema de amortecimento ativo

3.1.3.1 Sistema de amortecimento ativo eletromagnético

Um esquema do sistema de amortecimento ativo que trabalha sob o princípio eletromagnético é mostrado na figura 3.11 [13].

As vibrações da barra externa surgem na sua frequência natural, e como ela fica muito distante da frequência natural da barra interna, esta permanece praticamente imóvel enquanto a externa vibra. Caso não existisse um excitador simétrico, a forma da força de excitação seria modificada de maneira indesejável através de movimentos relativos entre as barras interna e externa, visto que esta força depende do espaço entre as duas barras. Na configuração simétrica a força é constituída de duas forças parciais, as quais são originadas em duas frestas contrapostas e a soma de suas ações, equilibram esta influência. O amortecedor atua somente no eixo radial da barra, deste modo a sua efetividade depende da posição angular em relação à ferramenta.

Pelos resultados de medição, ela alcança a máxima efetividade quando atua sobre o mesmo plano radial das componentes da força resultante sobre a barra de mandrilar.

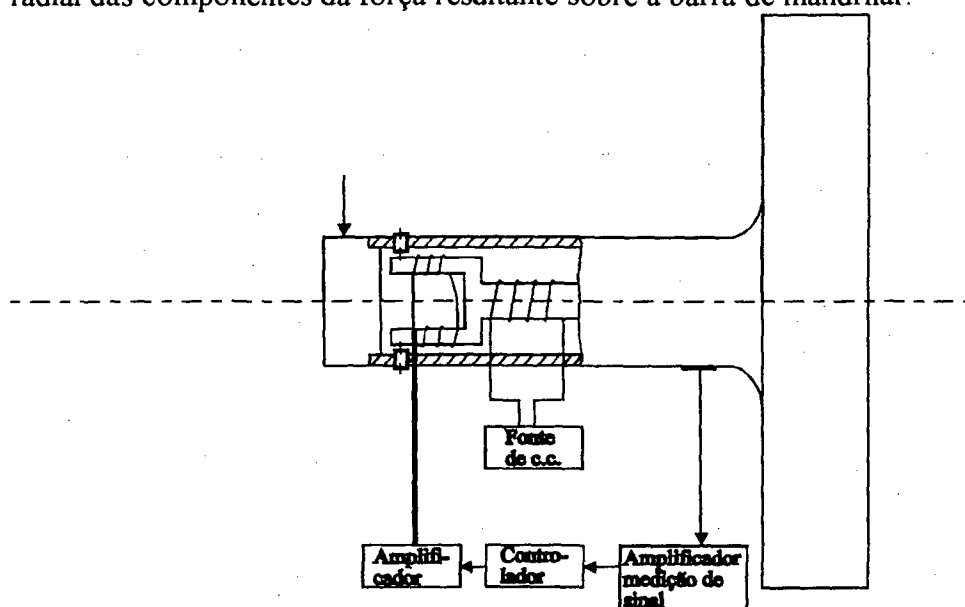


Figura 3.11 - Barra de mandrilar com amortecimento ativo eletromagnético

No gráfico de estabilidade da figura 3.12 é mostrada a profundidade de corte máxima permitida sem que haja vibrações, em função da velocidade de corte. Com amortecimento ativo, foi alcançada para a velocidade de 50 m/min, aproximadamente o dobro da profundidade de corte empregada com a ferramenta sem amortecimento. A pesquisa foi realizada com uma barra de 42 mm de diâmetro externo (com diâmetro da parte interna 32 mm) com uma relação $L/D = 8$. O material usinado foi o St 50 e o material da ferramenta de corte foi o aço rápido [13].

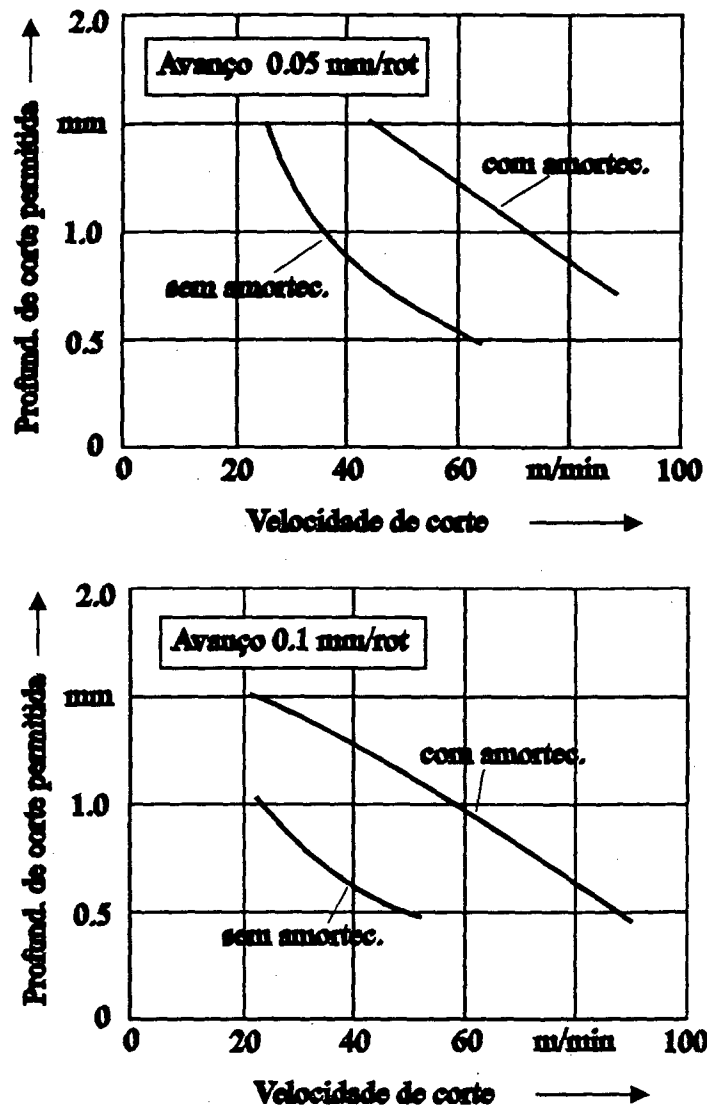


Figura 3.12 - Gráfico de estabilidade da barra com amortecimento ativo ($L/D=8$)

3.1.3.2 Sistema de amortecimento ativo hidráulico

A forma construtiva adequada para um amortecedor ativo hidráulico deve alojar a massa de amortecimento maior possível em um espaço pequeno, para que ele possa criar a força necessária de amortecimento. Um exemplo deste amortecedor de 240 mm de diâmetro é mostrado em um desenho em corte na figura 3.13 [14]. Neste caso, nenhuma direção de vibração preferencial é adotada, o sistema de força de amortecimento deve ser efetivo de 0 até 360°. Por isso, também foram previstas duas massas com direção de vibração perpendicular uma a outra. As

massas de 50 Kg podem vibrar para a mesma frequência com intensidade e posição de fase distintas.

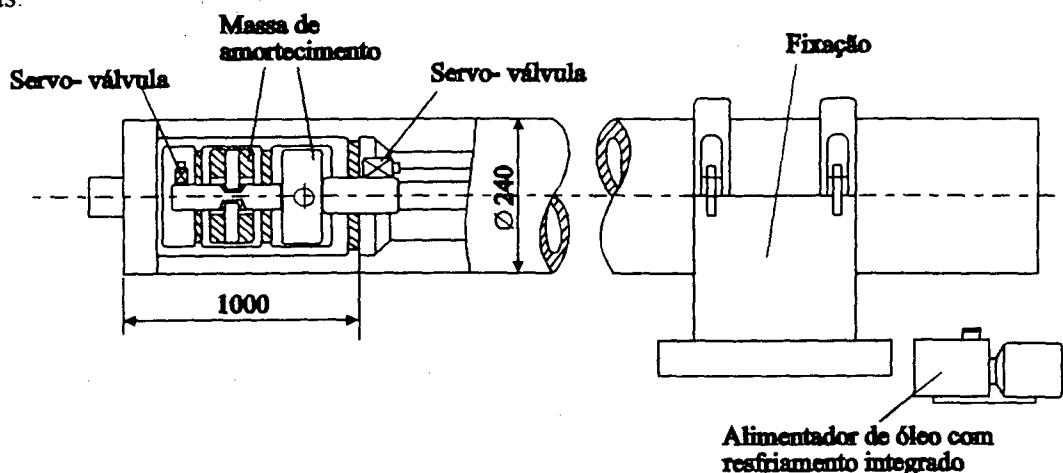


Figura 3.13 - Princípio do sistema com dois amortecedores

O sistema de massas que vibram, apresenta também a possibilidade de giro em torno de um eixo central. As massas são acopladas a duas unidades de cilindro hidráulico em uma construção especial. Ambas as massas se apoiam em uma superfície de deslizamento com lubrificação hidrostática.

O desenho em corte da figura 3.14 mostra detalhes construtivos da unidade de amortecimento. Na parte anterior é disposta uma servo-válvula. A amplitude de vibração da massa comporta no máximo 2.5 mm. A posição da massa de amortecimento é acompanhado por um sensor de deslocamento. Um circuito de controle separado faz a regulação de posição. Um circuito de proteção acerta a posição final [14].

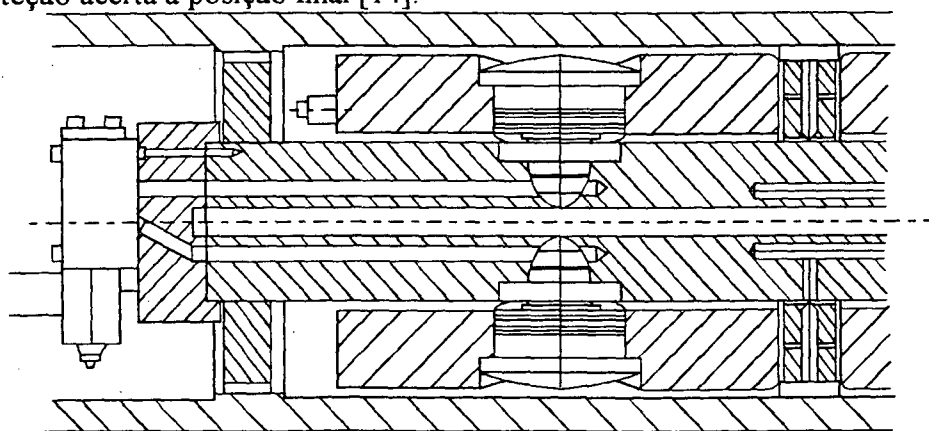


Figura 3.14 - Unidade de amortecimento dianteiro com duas unidades de cilindro hidráulico

Uma servo-válvula de quatro vias é diretamente flangeada no eixo central nas proximidades da unidade de cilindro, a fim de manter pequena a coluna de óleo. A pressão de trabalho para a servo-válvula é de 140 bar. O fornecimento de óleo segue através do orifício no eixo central e é então conduzido por uma câmara de alta pressão por uma combinação de bombas. Para a refrigeração do óleo é usado um resfriador a água.

O fornecedor de energia para a combinação de bombas e aparelhos de comando, reguladores de tensão, servo-amplificadores e também um computador industrial Siemens (16 BIT Sistema PMS) são alojados em um armário de distribuição separado [14].

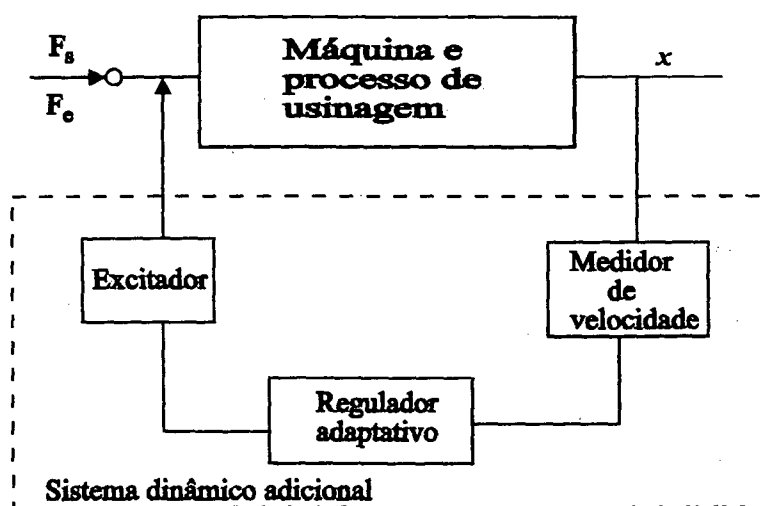


Figura 3.15 - Diagrama do sistema dinâmico adicional

O alternador de força eletro-hidráulico produz a força necessária para o amortecimento adicional, sendo excitado por um regulador adaptativo. A vibração da ferramenta é medida com um sensor, que deve ser montado imediatamente próximo à ferramenta. A figura 3.15 mostra a construção básica do sistema adicional dinâmico. A fim de se produzir uma força de amortecimento proporcional à velocidade de vibração, é primeiro medida a velocidade de vibração com um sensor na direção de amortecimento, e este sinal passa por um regulador, que ajusta um parâmetro regulador adaptativo e excita o alternador de força.

O resultado do emprego deste amortecedor para uma relação $L/D = 10$, é mostrado na figura 3.16. Para as condições de corte da figura foi realizada primeiramente a usinagem sem o

sistema adicional. Surgiram fortes vibrações regenerativas. Após ter sido ligado o amortecedor ativo esta vibração diminui após quatro a cinco rotações da peça, e o processo pass a ser estável.

Com o desenvolvimento deste sistema é possível ainda em uma faixa $10 < L/D < 12$ realizar um trabalho isento de vibrações e por isso se obter acabamento superficial aceitável para condições de corte de acabamento [14].

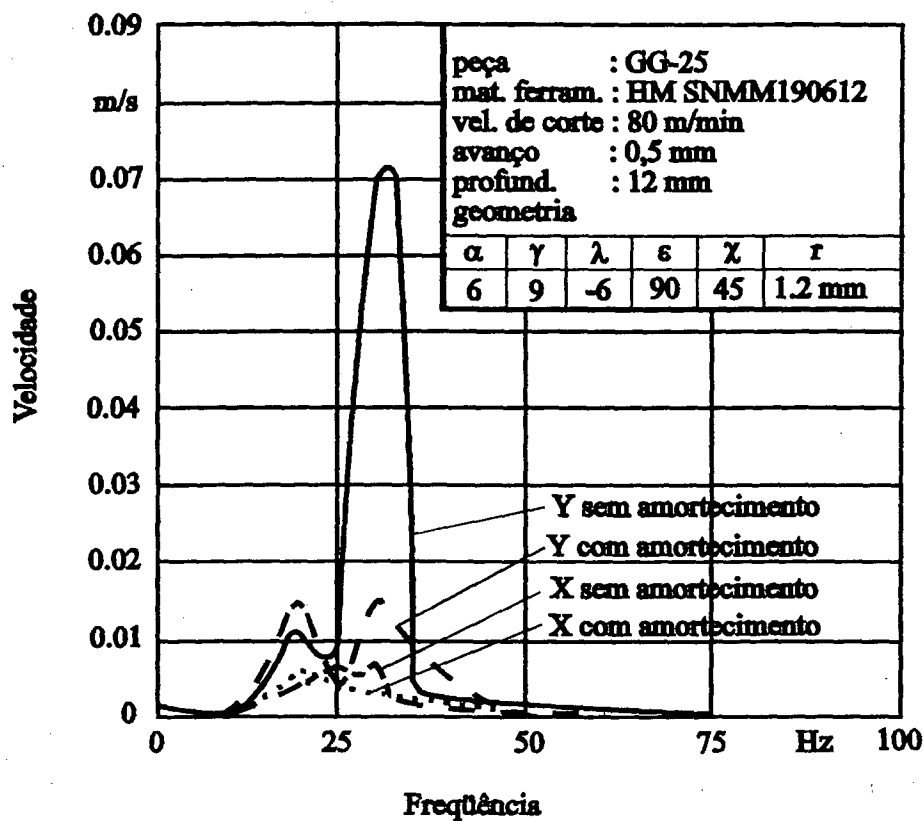


Figura 3.16 - Velocidade de vibração com e sem sistema adicional

3.1.4 Fixação especial

Através da fixação especial ou adicional, as propriedades de estabilidade no processo de usinagem com barras de mandrilar podem ser melhoradas. No registro de patentes são encontradas barras com flanges amortecidas, cujo princípio é mostrado na figura 3.17, a barra flangeada é fixada entre segmentos de anéis de plásticos. Apesar da diminuição da rigidez estática

deve ser atingido através do efeito de amortecimento do plástico, no total um enrijecimento de 1:10 até 1:30. A relação comprimento-diâmetro permitida pode atingir o valor de 8 até 10. Como material para o anel é usado PVC [15].

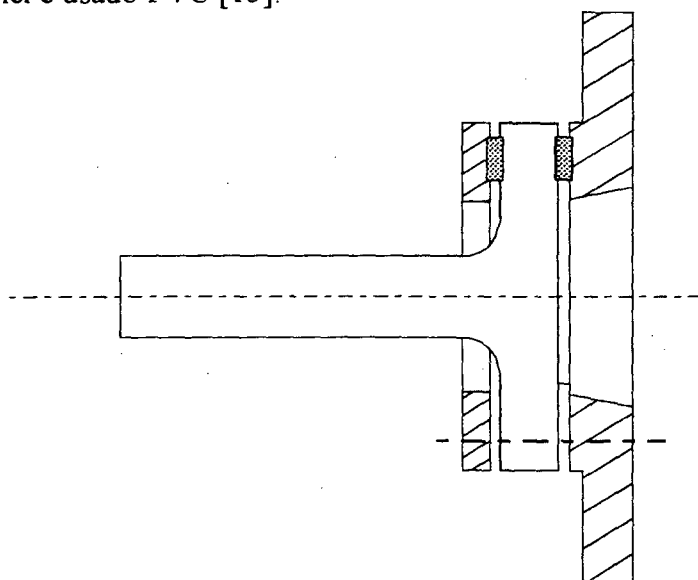


Figura 3.17 - Barra de mandrilar com amortecimento na fixação

A barra patenteada nos EUA mostrada na figura 3.18 é composta de uma barra flangeada no centro. A extremidade oposta à ferramenta de corte está inserida em uma construção tubular e em sua extremidade se situa o amortecedor com fluido. Na adaptação o amortecedor pode ser deslocado axialmente. Como desvantagem esta solução exige uma forma especial para o fuso da máquina [16].

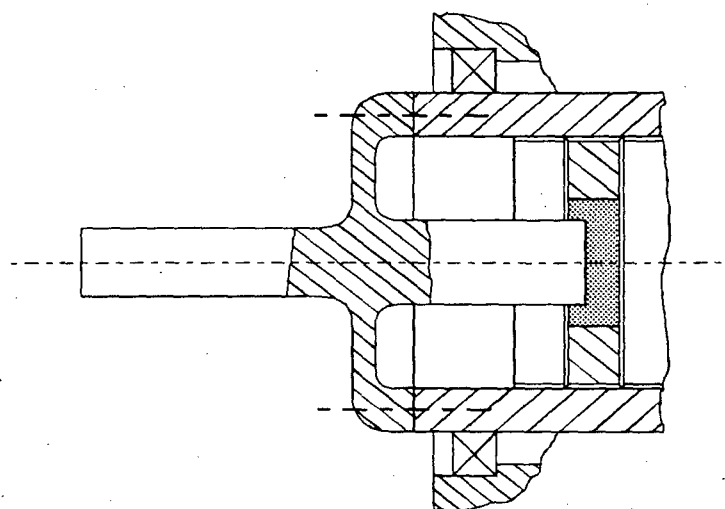


Figura 3.18 - Barra de mandrilar com amortecimento fluido e ligação flangeada central

3.1.5 Variação programada da rotação

O efeito regenerativo pode ocorrer somente quando, durante a fabricação, a superfície de corte encontra-se novamente com a ferramenta, como é o caso do sangramento. Uma pequena perturbação pode repentinamente causar uma vibração relativa entre a peça e a ferramenta, que repercute no acabamento superficial da peça. No retorno destas marcas de vibração em relação à ferramenta existe a formação de um cavaco com espessura variável e por isso uma força de corte variável no tempo. Esta por sua vez resulta em um movimento relativo entre a peça e a ferramenta. Caso os parâmetros de corte sejam escolhidos de tal forma que o amortecimento do sistema não seja suficientemente grande, podem surgir vibrações regenerativas de grande amplitude [17].

A vibração causada pela força regenerativa pode, de acordo com sua fase, ser favorável ou não ao movimento de vibração anteriormente existente, e com isso contribuir para o aumento ou diminuição da vibração. A posição de fase da vibração existente exerce influência nas oscilações originadas, e deste modo possui uma influência sobre o efeito de amplificação.

Um valor constante para a rotação traz duas notadas desvantagens, primeiro é mantida uma fase constante desfavorável, segundo devido a esta surge uma vibração e uma força de frequência natural, que levam a uma vibração de ressonância. A consequência negativa do efeito regenerativo baseia-se por isso essencialmente na constância da rotação.

Uma variação da rotação pode diminuir a absorção de energia, forçando uma ocorrência de posição de fase adequada. Além disso, a barra é excitada com uma frequência diferente da frequência natural, devido a espessura do cavaco. Através da mudança da rotação após uma volta, as marcas de oscilação da superfície são transmitidas à ferramenta com uma frequência temporal diferente. As forças resultantes e as oscilações produzidas por elas não estão mais na frequência natural. Isto significa que as amplitudes de oscilação produzidas são consideravelmente menores que as anteriores. Devido ao efeito combinado da variação de fase e frequência e da variação da rotação deve resultar uma diminuição do efeito regenerativo [17].

De acordo com a montagem da figura 3.19, foi possível variar a rotação escalonadamente, o que permitiu chegar ao seguinte resultado: para se evitar vibrações regenerativas é exigida uma grande variação de rotação, isto é uma subida e descida de velocidade em degrau, o mais abrupta possível [18]. O tamanho do salto deve ser maior que 20%. Além da pesquisa de torneamento foi também realizada pesquisa com uma barra ($d = 40 \text{ mm}$, $L/D=6.25$). Neste teste foi realizado torneamento externo de um aço-carbono com (0.45% C). A figura 3.20 mostra o resultado. Com a variação de rotação as amplitudes de vibração da barra são consideravelmente menores.

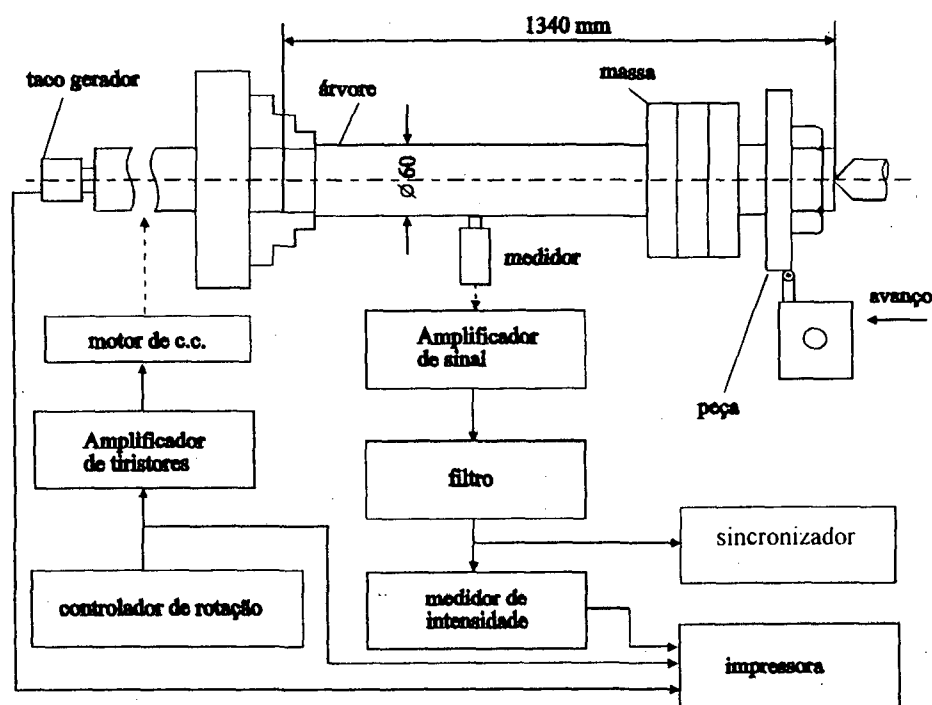


Figura 3.19 -Conjunto para a variação programada da rotação em um torno mecânico

Os resultados práticos para uma variação senoidal da rotação são mostrados na figura 3.21 [19]. A variação de velocidade, deve ser a maior possível (25%) e com frequência maior que 0.1 Hz.

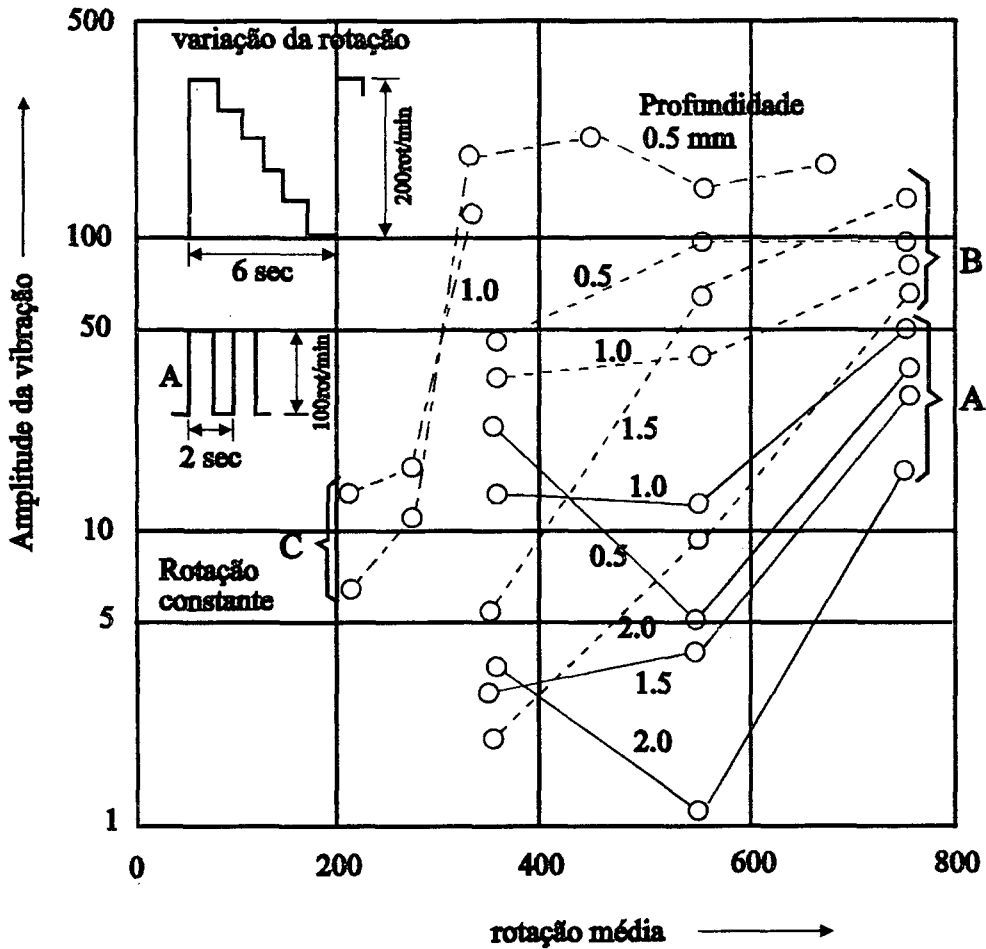


Figura 3.20 - Influência da variação da rotação sobre a amplitude da vibração. Avanço 0.1 mm/rot, diâmetro da peça 55 mm, 3 formas de variação: A) forma pulsada, B) escalonada, C) rotação constante; 4 profundidades de corte (0,5; 1; 1.5; 2 mm).

A pesquisa realizada por Grab [17] mostrou que para uma dada condição de corte, abaixo da região de velocidades de corte de 75 m/min, onde o trabalho era isento de vibrações, uma variação de rotação era pouco significativa. Acima desta região a amplitude de vibração atingia valores elevados. Uma variação em degrau duplo com 20% de salto do degrau, reduziu a amplitude da vibração a 5% do seu valor em relação a uma condição onde a velocidade era mantida constante.

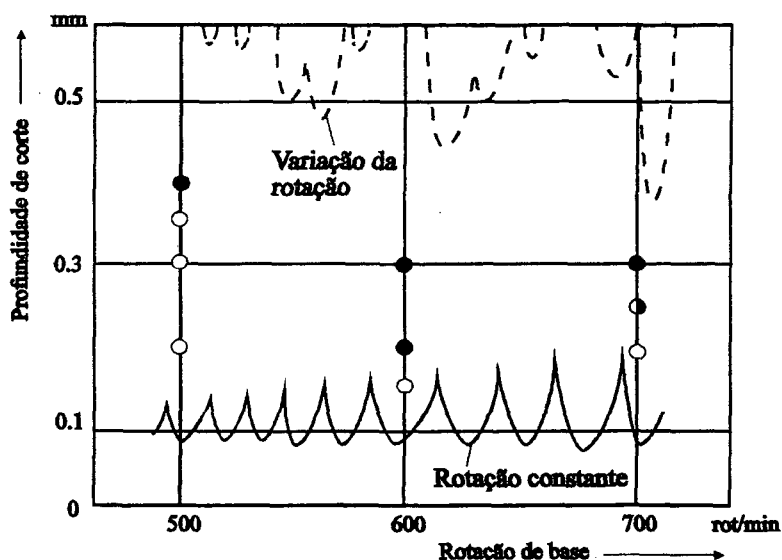


Figura 3.21 - Gráfico de estabilidade do processo sem e com variação de rotação

3.1.6 Disposição adequada das ferramentas

Através de um posicionamento adequado de duas ferramentas na barra de mandrilar pode-se obter alta precisão dimensional e evitar vibrações no processo. Quando a ferramenta de acabamento retarda de 0.5 a 1.0 mm no furo em relação a ferramenta de desbaste, a distribuição do corte é escolhida de tal maneira, que a ferramenta de acabamento assume aproximadamente $1/3$ da profundidade de corte. Caso seja escolhido um ângulo adequado entre as ferramentas, pode-se atingir um aumento da taxa de remoção do cavaco de 30 a 50%. Para uma peça de aço carbono, por exemplo, o ângulo adequado entre as ferramentas é 260° [20].

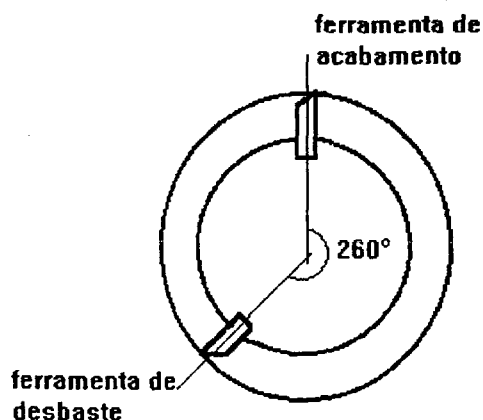


Figura 3.2.22 - Disposição de ferramentas para a usinagem de aço carbono

3.2 ESTADO DA ARTE COM REFERÊNCIA AO ESTUDO DINÂMICO DAS FERRAMENTAS DE MANDRILAR

3.2.1 Efeito regenerativo

As vibrações que ocorrem no processo de mandrilamento pertencem ao grupo das vibrações auto-excitadas. Isto significa que elas podem existir, mesmo sem a influência de forças periódicas externas. Maior atenção deve ser dada à vibração da barra de mandrilar na direção da profundidade de corte. Esta tem frequência igual à natural da barra e tem influência direta na circularidade e rugosidade da peça usinada. Este efeito, conhecido como regenerativo, é mostrado na figura 3.23.

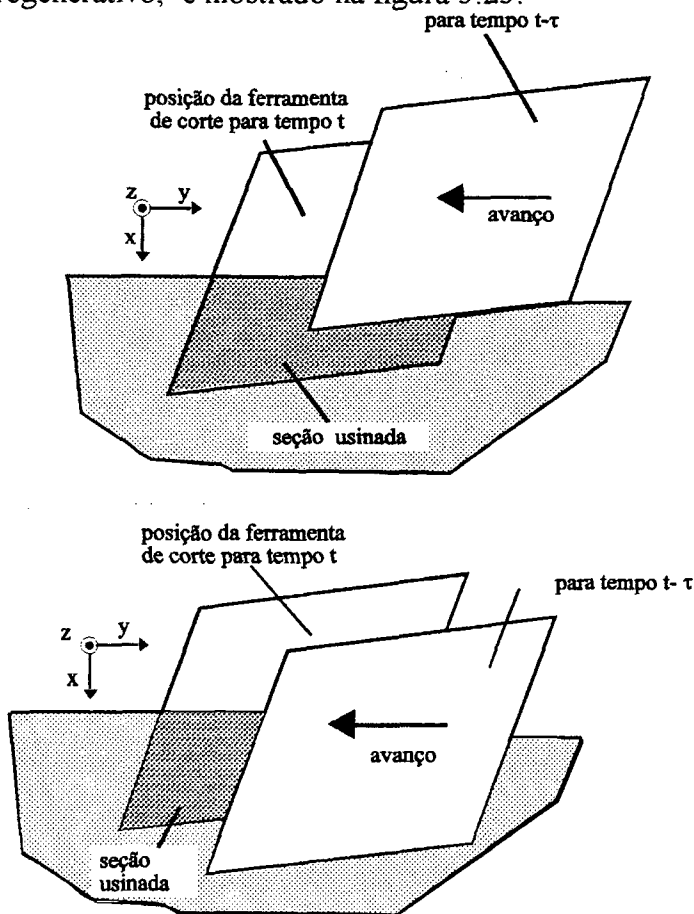


Figura 3.23 - Posição da ferramenta em relação à peça no mandrilamento com vibrações regenerativas

A mudança da seção transversal do cavaco, resultado da vibração da barra de mandrilar segue igualmente à frequência natural da barra. Como o valor da força de corte é proporcional à seção transversal do cavaco, ela também se altera com a mesma frequência. Esta força, por sua vez, atua sobre a barra de mandrilar causando aumento da vibração. Desta forma, é então fechado o ciclo da vibração auto-excitada.

O desenvolvimento matemático mostrado na sequência é baseado no modelo desenvolvido por Kuster e Ritzmann [21,22].

Denomina-se G_{barra} , a função transferência da barra (Força - Deflexão) e $G_{processo}$ a função transferência do processo (Área do cavaco - Força). Resulta para o efeito regenerativo descrito, o seguinte diagrama de blocos.

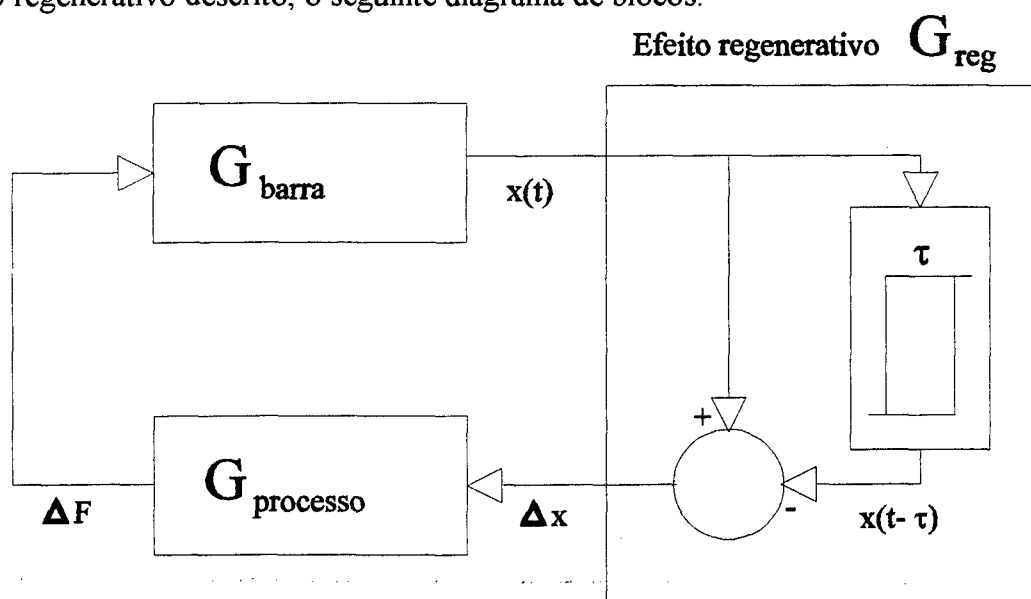


Figura 3.24 - Diagrama de blocos da vibração na direção x , para o efeito regenerativo

3.2.2 Modelamento do comportamento da máquina

No modelamento do comportamento da máquina as seguintes hipóteses devem ser consideradas:

- 1) Não há nenhuma torção, apenas deflexão e oscilação de comprimento.
- 2) A vibração é linear, existe o princípio da superposição dos efeitos.
- 3) A rigidez da fixação da barra é considerada infinita.

O sistema de coordenadas é descrito como segue :

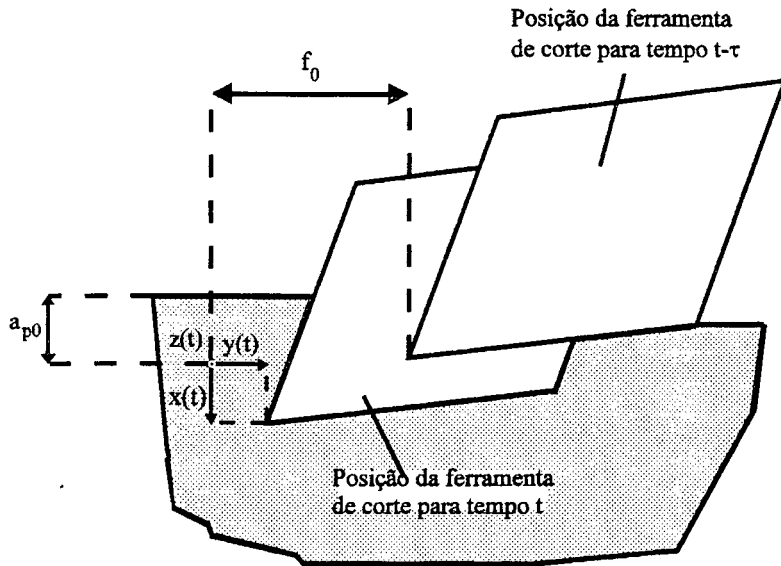


Figura 3.25 - Convenção para o sistema de coordenadas

A figura 3.25 mostra que uma deflexão da ferramenta na direção x provoca uma alteração na profundidade de corte a_{p0} , ao passo que uma deflexão na direção y resulta em uma alteração no avanço f_0 . Como será provado posteriormente, uma deflexão na direção z também altera a profundidade de corte, mas este efeito é bem menor se comparado àquele causado pela deflexão na direção x .

3.2.2.1 Princípio da superposição dos efeitos

A utilização deste princípio segue o seguinte raciocínio. A deflexão na barra, por exemplo na direção x , pode ser dividida em uma deflexão estática e outra dinâmica. A dinâmica segue a vibração existente, e a estática só é alterada com a deflexão permanente da barra. Isto está mostrado na figura 3.26.

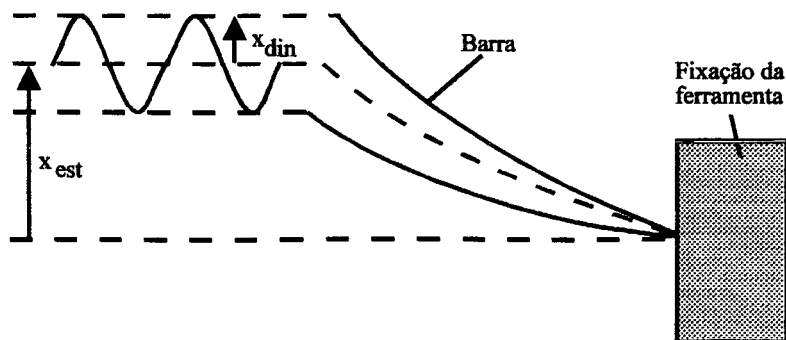


Figura 3.26 - Deformações estática e dinâmica da barra na direção x

Para uma vibração linear, amortecida na direção x , pode-se escrever.

$$M_x x'' + c_x x' + K_x x = F_x ; \quad (3.2.1)$$

com

$$x = x_{est} + x_{din} \text{ e}$$

$$F_{xest} = F_{xdin} .$$

Também, pode-se escrever:

$$M_x (x''_{est} + x''_{din}) + c_x (x'_{est} + x'_{din}) + K_x (x_{est} + x_{din}) = F_{xest} + F_{xdin}$$

Como as deflexões estáticas são constantes, tem-se:

$$x'_{est} = x''_{est} = 0 ;$$

e pode-se, depois do princípio da superposição, escrever a igualdade (3.2.1) como

a soma:

$$\begin{aligned} K_x x_{est} &= F_{xest} \\ + M_x x''_{din} + c_x x'_{din} + K_x x_{din} &= F_{xdin} \end{aligned} \quad (3.2.2)$$

ou

$$M_x x''_{din} + c_x x'_{din} + K_x (x_{est} + x_{din}) = F_{xest} + F_{xdin} .$$

3.2.2.2 Vibração na direção x

Para a análise da vibração na direção x da extremidade de corte da barra, pode-se considerá-la como uma massa oscilatória simples. A oscilação deve, por isso, ser modelada como numa oscilação da deflexão.

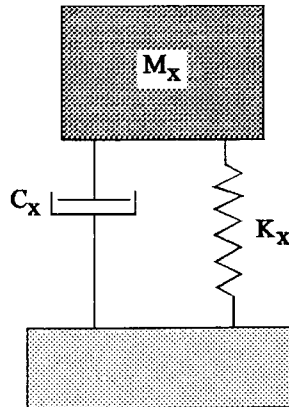


Figura 3.27 - Barra de mandrilar como uma massa oscilatória simples com amortecimento

Para a oscilação de deflexão tem-se:

$$K_{Bx} = \frac{3EI_z}{L^3} \quad (3.2.3)$$

e

$$w_x = \frac{k_n^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_z}{\rho A}} \quad (3.2.4)$$

Pode-se levar também em consideração, a rigidez da máquina na direção x, para se determinar a rigidez total do sistema. Então resulta :

$$K_x = \frac{K_{Bx}K_{mx}}{K_{Bx} + K_{mx}} \quad (3.2.5)$$

A igualdade (3.2.5) vem da consideração de que a rigidez da barra e da máquina estão associadas em série. Como a rigidez da máquina é muito maior que a da barra tem-se:

$$K_x = K_{bx}$$

Nas equações (3.2.3) e (3.2.4), A é a área da seção transversal da barra, e I_z o momento de inércia. Para uma barra circular, tem-se:

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (3.2.6)$$

e

$$I_z = \frac{\pi D^4}{64} \quad (3.2.7)$$

O fator k_n está ligado à forma da vibração. O caso mais crítico é quando a maior amplitude surge na extremidade de corte. Para este caso k_n , assume o valor 1,875 [22].

Com a ajuda das relações:

$$M_x = \frac{K_x}{w_x^2} \quad (3.2.8)$$

e

$$C_x = \frac{2cK_x}{w_x} ; \quad (3.2.9)$$

pode-se escrever a equação da vibração na direção x como:

$$\frac{K_x}{w_x^2} x'' + \frac{2cK_x}{w_x} x' + K_x x = F_x \quad (3.2.10)$$

A equação (3.2.10) pode ser escrita em função das forças:

$$F_{ax} = F_x - F_{cx} - F_{kx}; \quad (3.2.11)$$

onde,

F_{ax} – força de inércia;

F_{cx} – força de amortecimento;

F_{kx} – força de mola e

F_x – força de corte.

3.2.2.3 Vibração na direção z

A vibração na direção z também pode ser modelada como uma vibração de deflexão. Portanto, por analogia, chega-se à seguinte expressão:

$$\frac{K_z}{w_z^2} z'' + 2 \frac{cK_z}{w_z} z' + K_z Z = F_z.$$

Em razão da simetria, tem-se:

$$w_z = w_x$$

e

$$K_{Bz} = K_{Bx}.$$

3.2.2.4 Vibração na direção y

Na direção y não há nenhuma vibração de deflexão, mas apenas vibração longitudinal da barra. Considera-se para essa vibração um sistema de massa concentrada, resultando:

$$K_{By} = \frac{EA}{L} \quad (3.2.12)$$

$$e \quad w_y = \frac{(n-0.5)\pi}{L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.2.13)$$

O modo próprio n assume o valor 1 para o caso mais crítico.

Tem-se ainda que:

$$K_y = \frac{K_{By}K_{my}}{K_{By} + K_{my}}$$

E por analogia às outras direções:

$$\frac{K_y}{w_y^2} y'' + \frac{2cK_y}{w_y} y' + K_y y = F_y$$

3.2.2.5 Diagrama do comportamento da máquina

Como as equações das vibrações nas três direções levam a um sistema similar, é possível representar os três casos em um único modelo. O sistema é linear de segunda ordem, cujos coeficientes são dados em função do material e dos dados geométricos da barra. A figura 3.28 mostra o diagrama da equação que descreve o comportamento da máquina. Como a rigidez da máquina é muito maior que a rigidez da barra de mandrilar, o comportamento da máquina é praticamente idêntico ao comportamento da barra.

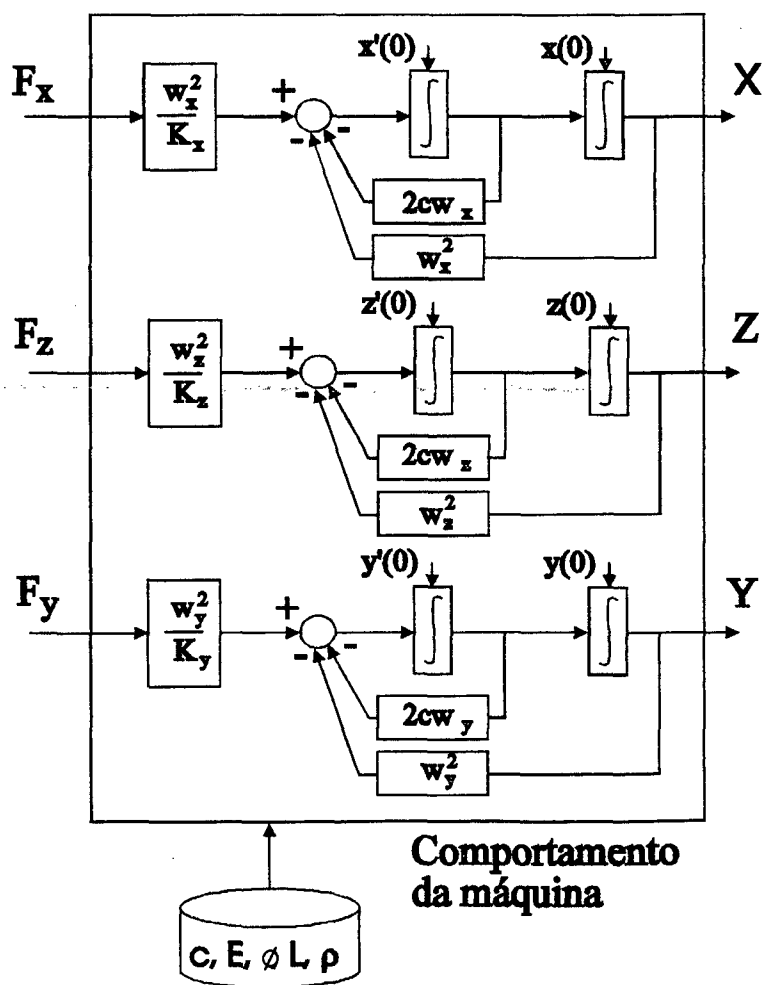


Figura 3.28 - Fluxograma do comportamento da máquina em 3 dimensões

3.2.3 Modelamento do comportamento do processo

A força efetiva da ferramenta no processo é mostrada na figura 3.29.

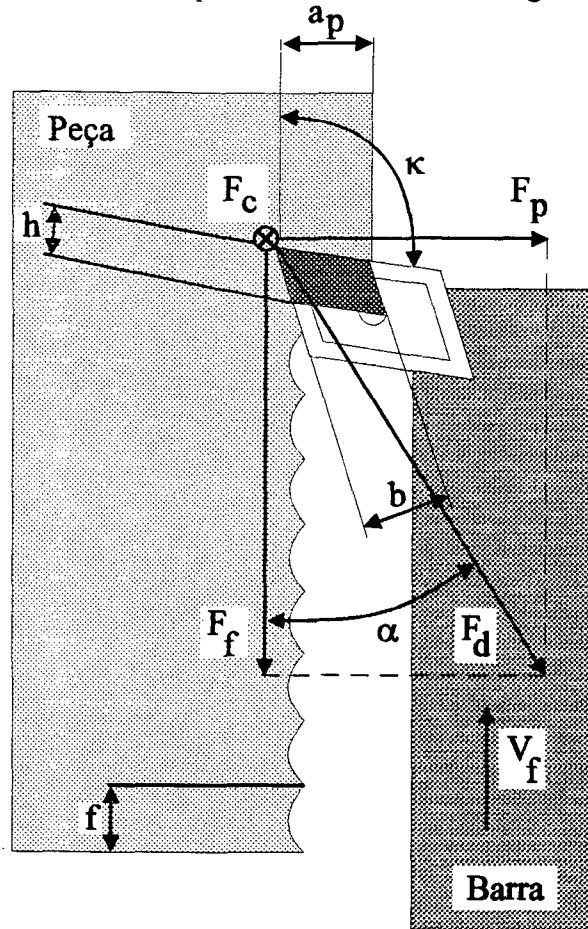


Figura 3.29 - Forças resultantes do processo de corte

Onde,

F_c – força de corte;

F_d – força de desvio lateral;

F_p – força passiva;

F_f – força de avanço;

h – altura do cavaco;

f – avanço;

a_p – profundidade de corte;

α – direção da força de desvio lateral e

v_f – velocidade de avanço.

A força de corte é dada pela seguinte expressão [22]:

$$F_c = bh^{1-m_c} k_{c11} ; \quad (3.2.14)$$

que, com as relações:

$$h = f \cdot \text{sen } \kappa \quad \text{e} \quad (3.2.15)$$

$$b = \frac{a_p}{\text{sen } \kappa} ; \quad (3.2.16)$$

chega-se a:

$$F_c = a_p f^{1-m_c} \text{sen } \kappa^{-m_c} k_{c11} ; \text{ onde } k_{c11} \text{ é a força específica de corte e}$$

m_c é o coeficiente da força de corte.

Designando-se por A a área do cavaco, pode-se escrever:

$$A = hb = f \text{sen } \kappa \frac{a_p}{\text{sen } \kappa} = fa_p .$$

Logo a equação (3.2.14) torna-se:

$$F_c = k_{c11} (f \text{sen } \kappa)^{-m_c} A . \quad (3.2.17)$$

Da figura 3.29, sabe-se que

$$F_p = F_d \text{sen } \alpha \quad \text{e} \quad (3.2.18)$$

$$F_f = F_d \cos \alpha . \quad (3.2.19)$$

Será mostrado que o acoplamento da área usinada constitui um passo importante para a descrição do efeito regenerativo. O efeito regenerativo se manifesta pelo movimento relativo entre a peça e a ferramenta, e, assim, exerce influência primária na superfície usinada.

3.2.3.1 Determinação da força de desvio lateral

De acordo com o comportamento da usinagem, uma parte da força de corte F_c origina a força de desvio lateral.

$$F_d = \eta F_c \quad (3.2.20)$$

Tão difícil quanto a determinação do valor da força de desvio lateral, é a determinação de sua direção α . Surgem dois casos distintos, quando se considera a geometria da ferramenta:

$$\kappa_{wirk} = 90 - \kappa' ;$$

$$\alpha = \kappa' + \kappa_{wirk}/2 \text{ e}$$

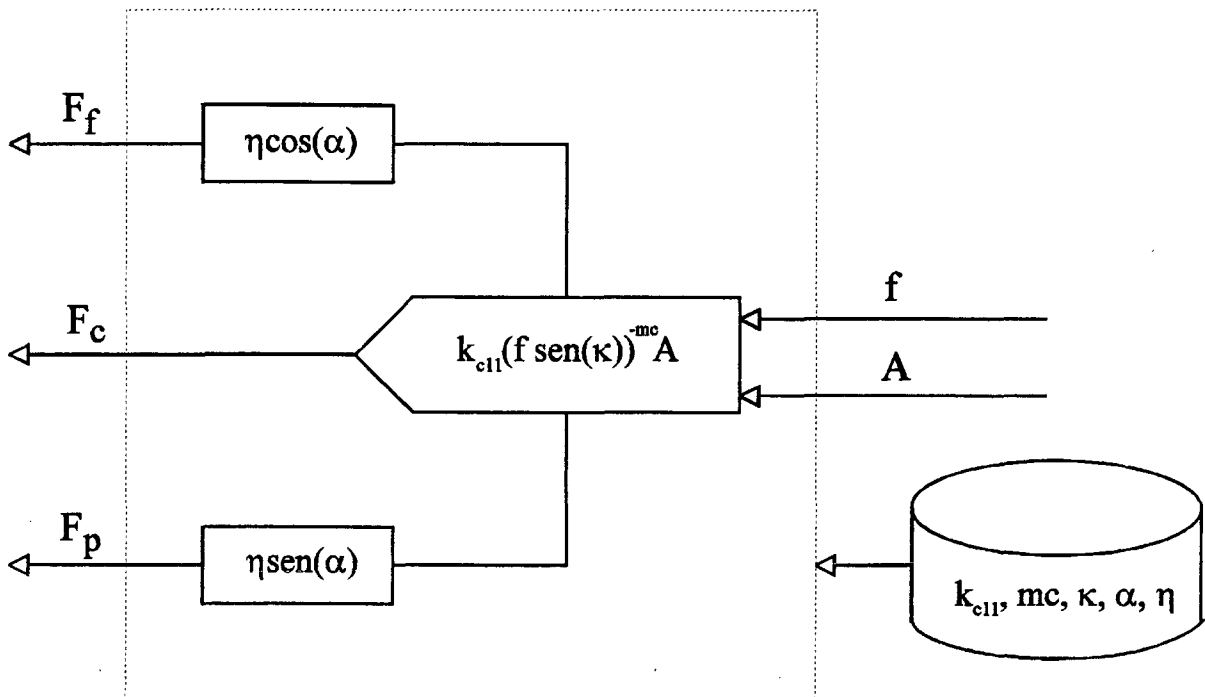
$$\alpha = 45 + \frac{1}{2} \arcsin\left(\frac{r_e - a_p}{r_e}\right) \quad (3.2.22)$$

3.2.3.4 Determinação de k_{cll} , m_c e η

Para se poder calcular a força de corte F_c e portanto a força passiva F_p e a força de avanço F_f , primeiramente deve-se determinar a força específica de corte k_{cll} , o fator η e o coeficiente da força de corte m_c . A determinação destes fatores é feita experimentalmente.

3.2.3.5 Fluxograma do comportamento do processo

A figura 3.32 mostra o modelo do comportamento do processo.



Comportamento do processo

Figura 3.32 -Fluxograma do comportamento do processo

3.2.4 Modelamento do efeito regenerativo

O efeito regenerativo já foi explicado anteriormente, agora o que se procura é seu modelamento nas três direções. Para isso é necessária primeiramente a análise da influência de cada uma das deflexões, individualmente.

3.2.4.1 Influência da deflexão na direção z

Uma deflexão da ponta da ferramenta na direção z acarreta em um desvio na altura dos centros. Isto, não tem uma influência direta na profundidade de corte ou no avanço. A figura 3.33 mostra a extremidade de uma ferramenta de corte com uma deflexão na direção x e outra na direção z.

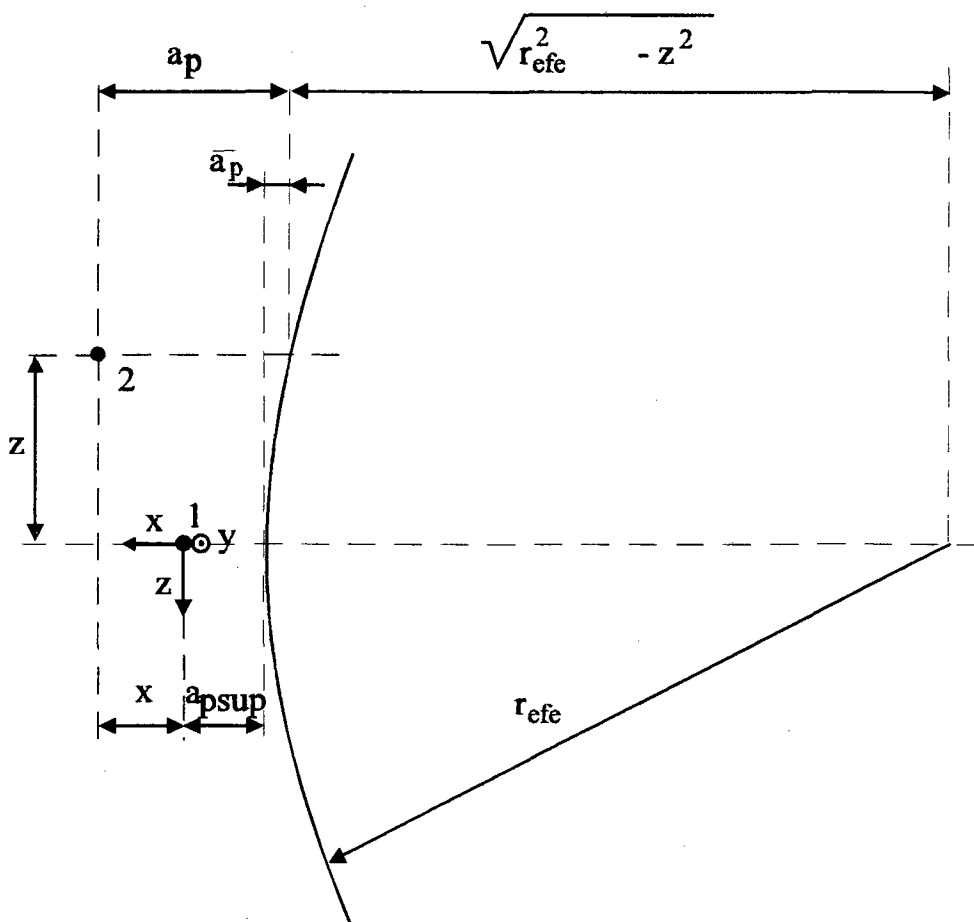


Figura 3.33 - Extremidade da ferramenta para uma deflexão em x e z

A deflexão em z , resulta em um acréscimo de \bar{a}_p , no valor da profundidade de corte a_p . Da figura 3.33 resulta:

$$a_p = a_{p\text{sup.}} + x + r_{efe.} - \sqrt{r_{efe.}^2 - z^2} = a_{p\text{sup.}} + x - a_{pz} \quad (3.2.23)$$

Portanto, uma deflexão na direção z influencia indiretamente a área do cavaco. Porém esta influência é pequena quando comparada àquela resultante de uma deflexão na direção x .

3.2.4.2 Influência de uma deflexão na direção y

A figura 3.34 mostra, que a deflexão na direção y tem influência direta no avanço f . Paralelamente à deflexão instantânea $y(t)$, a deflexão correspondente ao instante de tempo de uma rotação antes $y(t-\tau)$, tem efeito na variação do avanço, caracterizando o efeito regenerativo na direção y . Como a rigidez na direção y é muito maior que a da direção x , as deflexões naquela direção são muito menores do que nesta. Por este motivo, o efeito regenerativo na direção y não é tão forte quanto na direção x .

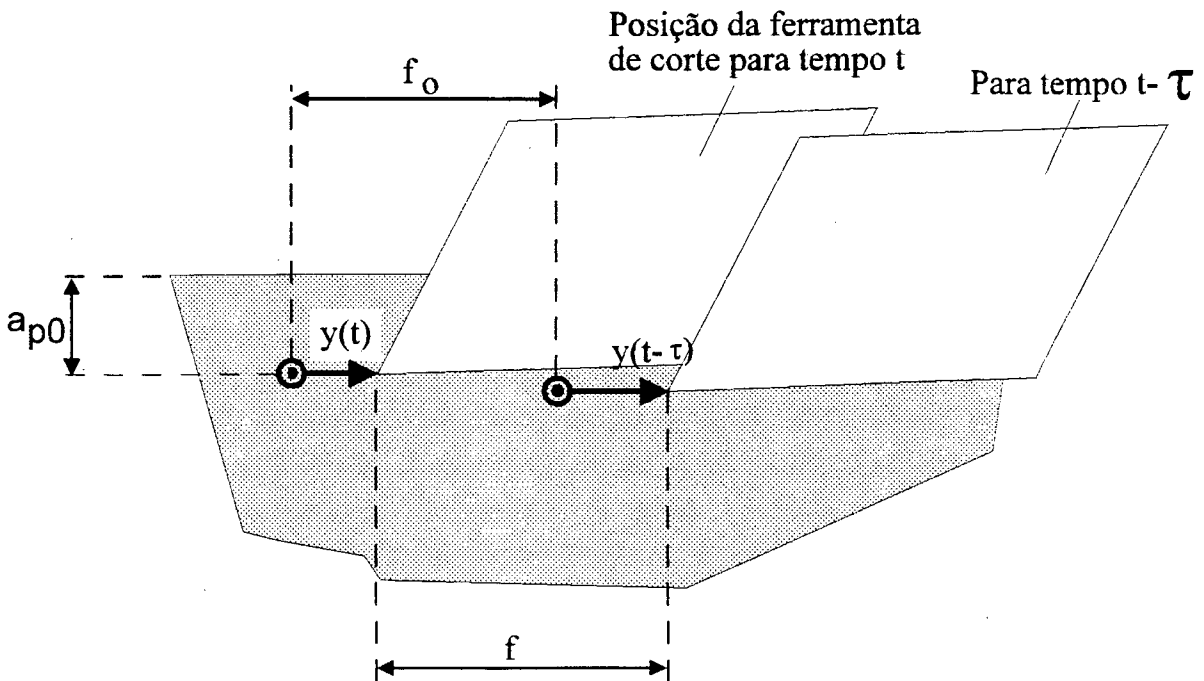


Figura 3.34 - Influência da deflexão na direção y sobre o avanço

Da figura 3.34 pode-se tirar que:

$$f = f_0 + y(t - \tau) - y(t) . \quad (3.2.24)$$

3.2.4.3 Influência da deflexão na direção x

A deflexão da extremidade da ferramenta na direção x resulta em uma alteração na profundidade de corte inicial a_{po} . Ela atua diretamente no valor da área do cavaco que se altera com frequência igual a natural da barra. O cálculo do valor da área efetiva do cavaco é de fundamental importância para a confecção do modelo, porque a partir dela pode ser determinada a força de corte.

3.2.4.3.1 Área em forma de vírgula

Para facilitar o cálculo da área efetiva do cavaco, é interessante primeiramente se analisar um tipo de área bastante frequente, que é a seção em vírgula. Ela pode ser determinada através dos cálculos mostrados no anexo A.

3.2.4.3.2 Cálculo da área usinada

Para o cálculo da área usinada efetiva, devem-se diferenciar 4 casos. Por motivos gráficos a deflexão x é mostrada em tamanho maior.

É dada a seguinte relação:

$$\Delta x = x(t) - x(t - \tau) ; \quad (3.3.25)$$

e a seguinte hipótese:

$$x(t - 2\tau) = 0 . \quad (3.3.26)$$

3.2.4.3.2.1 Desbaste com $\Delta x > 0$

A figura 3.35 mostra as relações geométricas para o desbaste, assim como o avanço f efetivo e o efeito regenerativo na direção y.

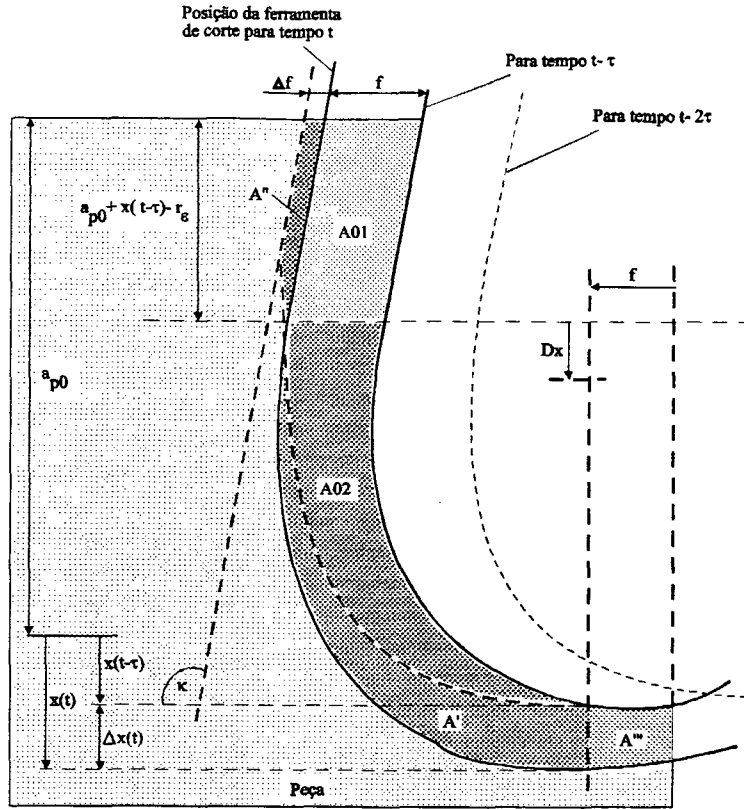


Figura 3.35 -Área usinada para o desbaste com $\Delta x > 0$

A área de base (hachurada), a qual foi usinada quando a deflexão é $x(t) = x(t - \tau)$, pode, portanto, para $\Delta x = 0$ ser calculada como:

$$A_0 = A_{01} + A_{02} \text{ com}$$

$$A_{01} = f \frac{a_{p0} + x(t - \tau) - r_e}{\cos(90 - \kappa)} \text{ e}$$

$$A_{02} = r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{f}{2r_e}\right) + \frac{f}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{f^2}{4}}.$$

Mas como se tem na realidade uma deflexão $x(t) > x(t - \tau)$, isto é $\Delta x > 0$, usinam-se adicionalmente as áreas A' e A''' e, reduzidamente, a área A'' . Logo, resulta:

$$A' = r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{f}{2r_e}\right) + \frac{f}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{f^2}{4}};$$

$$A''' = f \Delta x \text{ e}$$

$$A' = r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{-\Delta x}{2r_e}\right) - \frac{\Delta x}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{\Delta x^2}{4}};$$

$$A''' = \Delta x \frac{f}{2};$$

$$A'' = \frac{\Delta x (a_{p0} - r_e)}{\tan \kappa};$$

e para a área usinada efetiva obtém-se:

$$A = A_{01} + A_{02} - A' + A'' + A''' \quad (3.2.28)$$

3.2.4.3.2.3 Acabamento com $\Delta x > 0$

O comportamento geométrico para o desbaste com $\Delta x > 0$ é mostrado na figura

3.37.

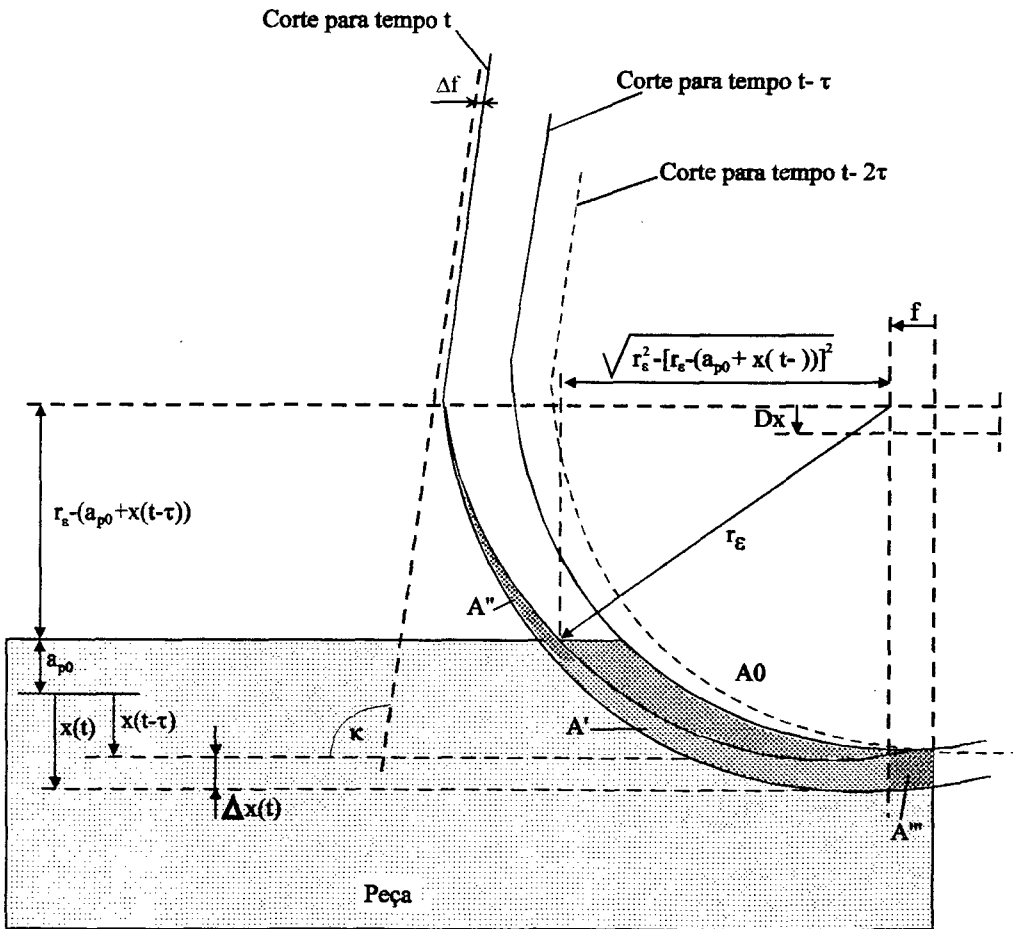


Figura 3.37 - Área usinada no acabamento com $\Delta x > 0$

Para o acabamento calcula-se a área de base A_0 como:

Calcula-se a área de base A_0 como no caso anterior. Como $\Delta x < 0$, usina-se adicionalmente A' e menos A'' . A área A' é a virgula inteira, portanto deve-se descontar a área A'' . Obtém-se :

$$A' = r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{-\Delta x}{2r_e}\right) - \frac{\Delta x}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{\Delta x^2}{4}} ;$$

$$A'' = \Delta x \frac{f}{2} \text{ e}$$

$$A'' = r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{-\Delta x}{2r_e}\right) + \Delta x \left\{ \sqrt{r_e^2 - \left[r_e - (a_{p0} + x(t - \tau)) \right]^2} \right\} - \frac{\Delta x}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{\Delta x^2}{4}}$$

E a área efetiva, calcula-se:

$$A = A_0 - A' + A'' - A''' \quad (3.2.30)$$

3.2.4.4 Fluxograma para o modelamento do efeito regenerativo

A figura 3.39 mostra o fluxograma que modela o efeito regenerativo, onde a equação para o cálculo da área é linearizada. Então, pode-se dividir a área A em uma parte estática A_{est} e uma área dinâmica A_{din} . As equações para a área dinâmica deixam-se linearizar e dividir nos casos $\Delta x < 0$ e $\Delta x > 0$. Para a superfície dinâmica A_{din} resulta um comportamento amplificado, isto é, calcula-se a superfície dinâmica como um produto da deflexão regenerativa Δx , e de uma amplificação V , que possui valores diferentes para o desgaste e para o acabamento.

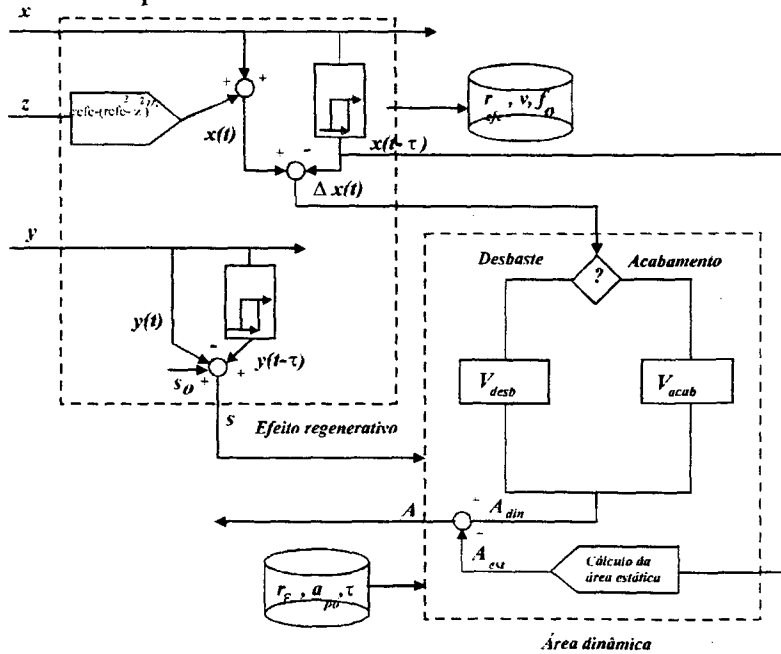


Figura 3.39 - Fluxograma para o modelamento do efeito regenerativo

3.2.5 Modelo para o trabalho com barra de mandrilar

Os comportamentos do processo, da máquina e do efeito regenerativo podem ser combinados em um modelo de simulação.

Através do critério de Nyquist, verifica-se a estabilidade do sistema, sem cálculos explícitos das deflexões x , y , z .

Como as deflexões na direção x têm maior influência na estabilidade do sistema, o critério de Nyquist deve ser usado nesta direção.

A figura 3.40 mostra o diagrama de blocos do modelo na direção x .

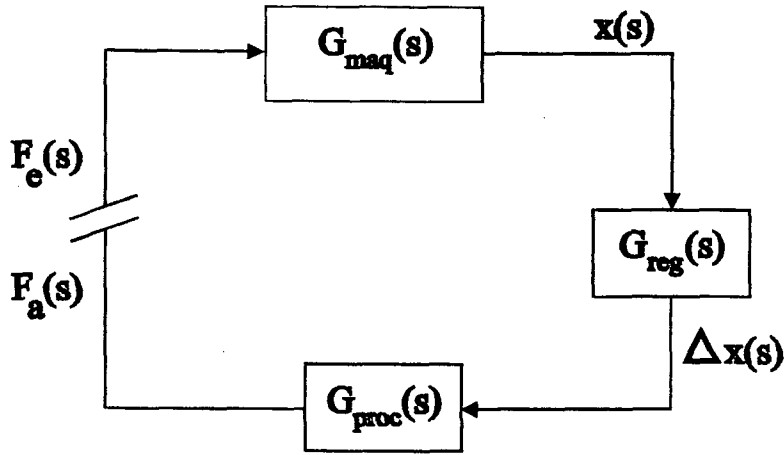


Figura 3.40 - Diagrama de blocos na direção x

Onde,

$G_{maq}(s)$ - função transferência da máquina;

$G_{reg}(s)$ - função transferência do efeito regenerativo e

$G_{proc}(s)$ - função transferência do processo

Existe entre a entrada $F_e(s)$ e a saída $F_a(s)$ uma dependência multiplicativa no domínio da frequência. Pode-se escrever:

$$F_a(s) = G_{maq}(s) \cdot G_{reg}(s) \cdot G_{proc}(s); \quad (3.2.38)$$

onde $s = \sigma + j\omega$, é a frequência complexa da transformada de Fourier.

O critério de Nyquist mostra, que o círculo fechado não pode crescer indefinidamente. É destacado que:

$$G_{maq}(s) \cdot G_{reg}(s) \cdot G_{proc}(s) \leq 1. \quad (3.2.39)$$

A função transferência da máquina é:

$$G_{maq}(s) = \frac{1}{M_x s^2 + C_x s + K_x} \quad (3.2.40)$$

A função transferência do efeito regenerativo é obtida através da transformada de Laplace de:

$$\begin{aligned} x_a(t) &= \Delta x = x_e(t) - x_e(t - \tau), \text{ para:} \\ G_{reg}(s) &= \frac{X_a(s)}{X_e(s)} = 1 - e^{-s\tau} \end{aligned} \quad (3.2.41)$$

Para a força na direção x , sabe-se que :

$$F_p = \eta |F_c| \sin \alpha ; \text{ então pode-se escrever:}$$

$$F_p = \eta k_{c11} (f \cdot \sin \kappa)^{-mc} \cdot \sin \alpha \cdot A ;$$

onde A é a área usinada. No caso que está sendo analisado A é a área adicionalmente usinada, quando existe um deslocamento Δx , logo:

$$A = V \cdot \Delta x \quad (3.2.42)$$

Portanto, obtém-se:

$$G_{proc}(s) = \eta \cdot k_{c11} (f \cdot \sin \kappa)^{-mc} \cdot \sin \alpha \cdot V \quad (3.2.43)$$

Como se usa o critério de Nyquist com a frequência característica e posteriormente a transformada de Laplace, a frequência complexa se torna:

$$s = j \cdot \omega ;$$

e logo:

$$G_{maq}(j\omega) = \frac{1}{K_x - M_x \omega^2 + jC_x \omega} \text{ e}$$

$$G_{reg}(j\omega) = 1 - e^{-j\omega\tau}$$

com:

$$e^{-j\omega\tau} = \cos(\omega\tau) - j \cdot \sin(\omega\tau) .$$

Pode-se transformar a equação (3.2.41) em:

$$G_{maq}(j\omega) \cdot G_{reg}(j\omega) \leq \frac{1}{G_{proc}(j\omega)} ;$$

E a frequência característica calculada, como:

$$\frac{1 - \cos(\omega\tau) + j \cdot \sin(\omega\tau)}{K_x - M_x \omega^2 + jC_x \omega} \leq \frac{1}{\eta \cdot k_{c11} \cdot (f \cdot \sin \kappa)^{-mc} \sin \alpha \cdot V} .$$

Esta inequação, também pode ser escrita como:

$$\frac{(1 - \cos(\omega\tau))(K_x - M_x\omega^2) + C_x\omega \cdot \sin(\omega\tau)}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} + j \frac{(K_x - M_x\omega^2) \sin(\omega\tau)}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} - j \frac{(C_x\omega(1 - \cos(\omega\tau)))}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} \leq \frac{1}{G_{proc}(j\omega)}$$

Agora deve-se determinar o reforço V, que entra no cálculo da função transferência. Utilizando-se das equações dos tópicos 3.2.4.3.2.1 até 3.2.4.3.2.4 para a área usinada, obtém-se para cada um dos casos:

Desbaste:

$\Delta x > 0$:

$$A = f \frac{a_{p0} + x(t - \tau) - r_e}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \kappa\right)} + r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{f}{2r_e}\right) + \frac{f}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{f^2}{4}} + \frac{\Delta x}{\tan \kappa} (a_{p0} - r_e) + r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{\Delta x}{2r_e}\right) + \frac{\Delta x}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{\Delta x^2}{4}} + f\Delta x$$

(3.2.44)

$\Delta x < 0$:

$$A = f \frac{a_{p0} + x(t - \tau) - r_e}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \kappa\right)} + r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{f}{2r_e}\right) + \frac{f}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{f^2}{4}} + \frac{\Delta x}{\tan \kappa} (a_{p0} - r_e) - r_e^2 \operatorname{asn}\left(-\frac{\Delta x}{2r_e}\right) - \frac{-\Delta x}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{\Delta x^2}{4}} + \frac{f\Delta x}{2}$$

(3.2.45)

Acabamento:

$$\Delta x > 0$$

$$\begin{aligned} A = & r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{f}{2r_e}\right) + \frac{f}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{f^2}{4}} - f[r_e - a_{p0} - x(t - \tau)] \\ & + \Delta x \sqrt{r_e^2 - [r_e - a_{p0} - x(t - \tau)]^2} + f\Delta x \end{aligned} \quad (3.2.46)$$

$$\Delta x < 0 :$$

$$\begin{aligned} A = & r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{f}{2r_e}\right) + \frac{f}{2} \sqrt{r_e^2 - \frac{f^2}{4}} - f[r_e - a_{p0} - x(t - \tau)] \\ & - (-\Delta x) \sqrt{r_e^2 - [r_e - a_{p0} - x(t - \tau)]^2} - \frac{f\Delta x}{2} \end{aligned} \quad (3.2.47)$$

Para se obter o reforço, observamos apenas os termos que são função de Δx .

Cada um destes termos deve ser linearizado.

Com a relação :

$$\operatorname{asn} x = x + \frac{x^3}{6} + \frac{3x^5}{40} + \frac{15x^7}{336} + \dots ; \text{ e como normalmente } \Delta x \leq 10^{-6}.$$

Obtém:

$$r_e^2 \operatorname{asn}\left(\frac{\Delta x}{2r_e}\right) = r_e^2 \left(\frac{\Delta x}{2r_e} + \frac{\Delta x^3}{48r_e^3} + \dots \right) \cong \frac{\Delta x \cdot r_e}{2}.$$

Para $x(t - \tau) \ll a_{p0}$, pode-se considerar $x(t - \tau) = 0$

Quando se adiciona o termo para $\Delta x > 0$ e $\Delta x < 0$ e se divide por dois, encontra-se o reforço médio para o desbaste

$$V_{desb} = r_e + \frac{a_{p0} - r_e}{\tan \kappa} + \frac{3f}{4} \quad (3.2.48)$$

Para o acabamento resulta

$$V_{acab} = \frac{f}{4} + \sqrt{r_e^2 - (r_e - a_{p0})^2} \quad (3.2.49)$$

3.2.6 Critérios de estabilidade

3.2.6.1 Critério de estabilidade para o desbaste

$$\frac{(1 - \cos(\omega\tau))(K_x - M_x\omega^2) + C_x\omega \cdot \sin(\omega\tau)}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} + j \frac{(K_x - M_x\omega^2) \sin(\omega\tau)}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} + \frac{C_x\omega(1 - \cos(\omega\tau))}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} \leq \frac{1}{\eta k_{cl1} (f \cdot \sin \kappa)^{-mc} \sin \alpha \left(r_e + \frac{a_{po} - r_e}{\tan \kappa} + \frac{3f}{4} \right)} \quad (3.2.50)$$

3.2.6.2 Critério de estabilidade para o acabamento

$$\frac{(1 - \cos(\omega\tau))(K_x - M_x\omega^2) + C_x\omega \cdot \sin(\omega\tau)}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} + j \frac{(K_x - M_x\omega^2) \sin(\omega\tau)}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} + \frac{-C_x\omega(1 - \cos(\omega\tau))}{(K_x - M_x\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2} \leq \frac{1}{\eta k_{cl1} (f \sin \kappa)^{-mc} \sin \alpha \left(\frac{f}{4} + \sqrt{r_e^2 - (r_e - a_{po})^2} \right)} \quad (3.2.51)$$

Pode-se representar esta inequação complexa em um diagrama. Se a função complexa do lado esquerdo da inequação circunscrever o ponto crítico, isto é, possuir um valor grande no eixo real, o processo será instável, e caso contrário será estável. O ponto crítico é representado, portanto, pelo valor real do lado direito da desigualdade. A partir disso, pode-se elaborar um programa de computador, no qual a desigualdade é teoricamente calculada e representada para $\omega = 0$ até $\omega = \infty$. Desta maneira pode-se rapidamente saber se o ponto crítico é circunscrito, e portanto analisar a estabilidade do sistema.

As figuras 3.42 e 3.43 mostram exemplos de diagramas de Nyquist de um sistema estável e outro instável respectivamente.

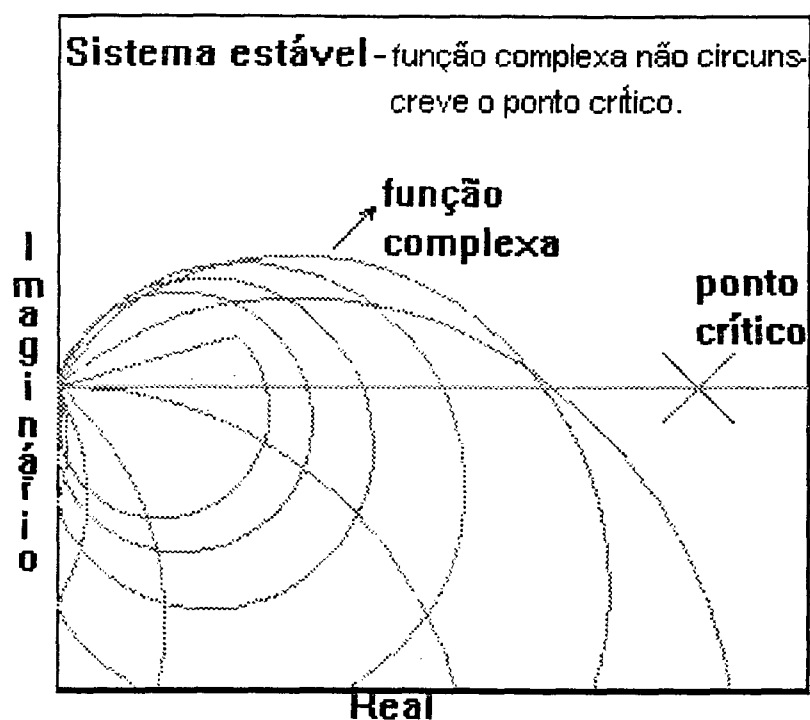


Figura 3.41 - Exemplo de diagrama de Nyquist para sistema estável

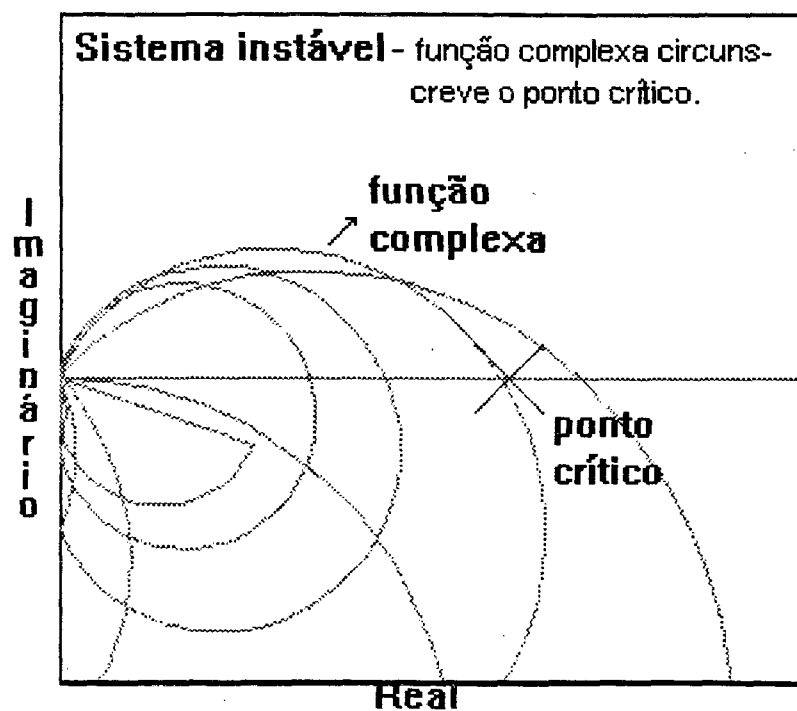


Figura 3.42 - Exemplo de diagrama de Nyquist para sistema instável

3.3. ESTADO DA ARTE COM REFERÊNCIA AOS PARÂMETROS DE CORTE

3.3.1 Profundidade de corte

Um exemplo da rugosidade em função da profundidade de corte para o mandrilamento de acabamento do aço Ck 45 é mostrado na figura 3.43, para os demais valores mantidos constantes [23].

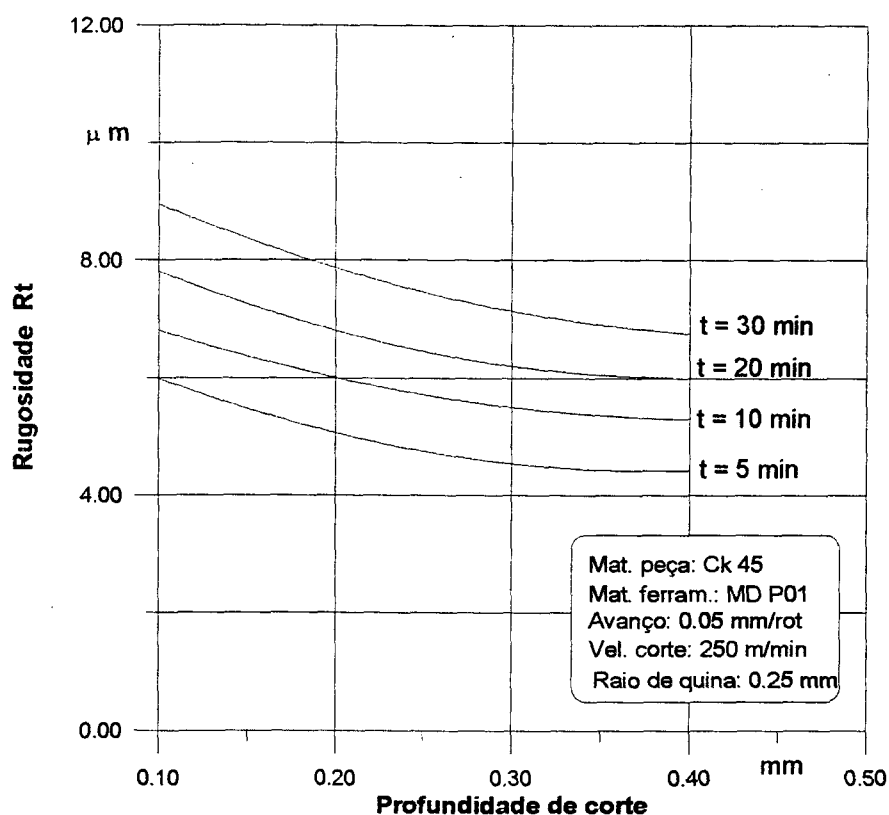


Figura 3.43 - Rugosidade em função da profundidade de corte e tempo de usinagem

Aumentando a profundidade de corte até o valor 0.3 mm, a rugosidade obtida na peça diminui. A influência da profundidade de corte é resultante da dependência do ângulo de escoamento do cavaco ϕ , isto é, o ângulo entre a direção de escoamento do cavaco da peça e o eixo desta, com a profundidade de corte.

A diminuição da profundidade de corte aumenta o ângulo de escoamento. Estudos mostraram que para ângulos de escoamentos maiores, o primeiro sulco é mais acentuado e por causa disso após pouco tempo de usinagem a rugosidade inicial piora [24, 25]. Portanto, faz pouco sentido se trabalhar com profundidades de corte muito pequenas.

A menor profundidade empregada, neste ensaio afim de ainda se gerar cavaco para uma ferramenta de metal-duro recomendado era de 3 a 4 μm [26]. Para a usinagem com profundidade de corte menor que a mínima, a ferramenta deforma plasticamente o material da peça sem gerar cavaco. Como consequência tem-se uma rugosidade maior e um maior endurecimento da peça, além disso a ferramenta se desgasta rapidamente devido à oscilação do esforço sobre a ferramenta.

Uma alta rugosidade da peça também pode ocorrer, quando a profundidade de corte varia devido a um desbaste grosseiro, quando a rugosidade do desbaste é maior que a profundidade de corte empregada no acabamento. Por este motivo a profundidade de corte variável causa oscilação da força de corte e rápido desgaste da ferramenta.

3.3.2 Avanço

O avanço juntamente com a velocidade de corte exerce influência no acabamento superficial das peças usinadas. O avanço tem especial significado econômico, porque influencia o tempo de usinagem e conseqüentemente no custo de fabricação

A figura 3.44 mostra um exemplo da dependência da rugosidade em função do avanço e do tempo de usinagem do aço Ck 45 com metal duro. O resultado mostra que a curva de rugosidade tem um mínimo para $f = 0.03$ até 0.05 mm/rot , para todas as velocidades. Avanço menor que $f = 0.03 \text{ mm/rot}$ resulta em aumento da rugosidade.

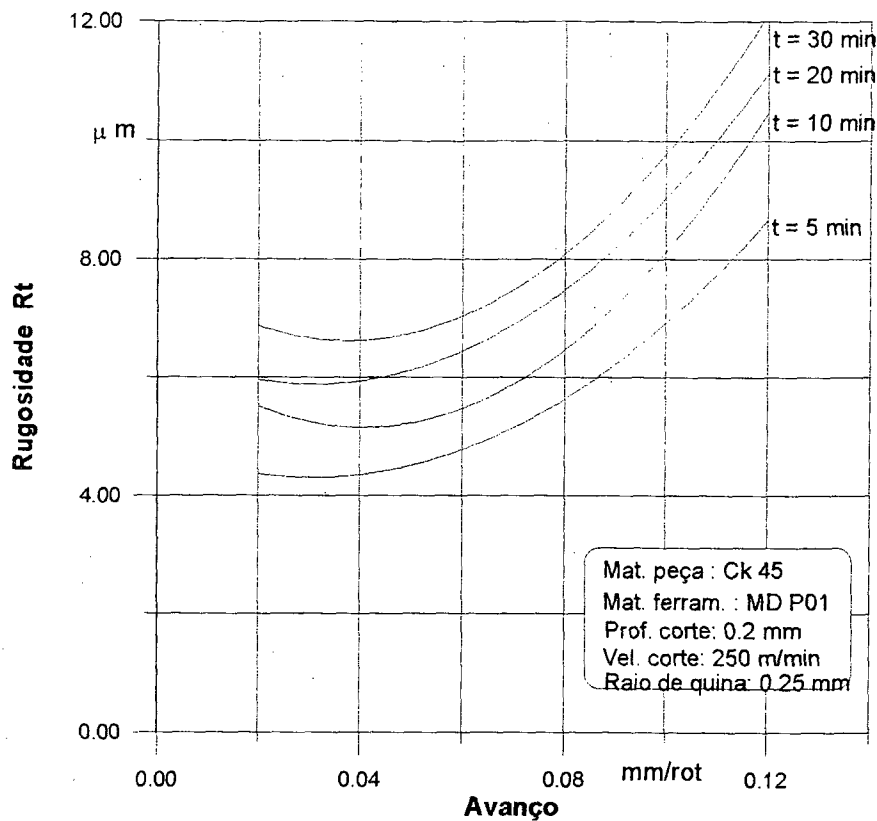


Figura 3.44 - Rugosidade em função do avanço e do tempo de usinagem

A profundidade da rugosidade teórica é calculada pela equação 3.3.1, a partir do avanço e do raio de quina. Esta igualdade não tem porém, necessariamente validade para o mandrilamento de acabamento com pequenos avanços. A rugosidade deveria, segundo esta equação, aproximar-se de zero para pequenos avanços, todavia ela aumenta novamente depois de um mínimo [27].

$$R_t = \frac{f^2}{8r_\epsilon} \quad (3.3.1)$$

Uma explicação para este acréscimo foi dada por Brammertz com a teoria do cume do cavaco, por ele desenvolvida [28].

Para o mandrilamento de acabamento com uma ferramenta com raio de quina, o

corte do cavaco se forma teoricamente do ponto A até o ponto B na linha de corte respectiva à linha de contato da rotação anterior entre ferramenta e peça. Isto significa, que a espessura de usinagem do cavaco diminui do valor máximo em D até zero no ponto B.

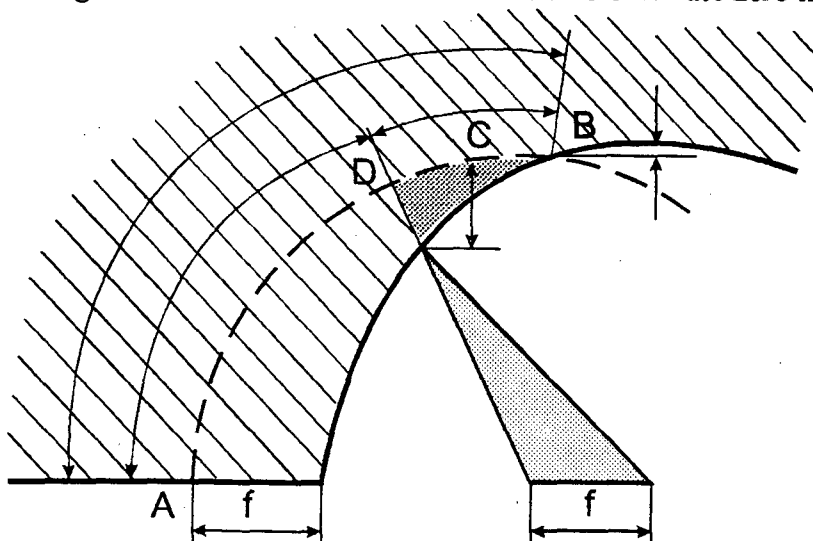


Figura 3.45 - Variação da espessura do cavaco ao longo gume

Não é possível ultrapassar um limite inferior de espessura e avanço. Um cavaco não pode ser cortado completamente com arredondamento de gume r_β .

A espessura alcança no ponto C o seu mínimo h_{min} pelo raio de quina de A até B. Partindo deste ponto até o ponto B um corte não é possível. Permanece um resto, denominado cume do cavaco. Este é deformado elasticamente e plasticamente pelo gume secundário e só é parcialmente removido na passagem subsequente da ferramenta.

O raio do gume r_β para ferramenta de metal duro para cuidadosa afiação é de 8 até 10 μm . Neste caso a menor espessura deve ser de 3 a 4 μm , afim de se ter ainda formação de cavaco.

Brammertz obtém das relações geométricas mostradas na figura 3.45 uma equação para a determinação da profundidade da rugosidade teórica R_{th} , na qual a espessura mínima de corte h_{min} , o raio de quina r_e e o avanço f são considerados. A eficiência desta equação foi comprovada.

$$R_{th} = \frac{f^2}{8r_e} + \frac{h_{min}}{2} \left(1 + \frac{r_{hmin}}{f^2} \right) \quad (3.3.2)$$

Brammertz obteve uma pequena rugosidade teórica inicial, a qual pode ser aproximadamente equalizada a espessura mínima h_{min} , e é dependente do raio do gume determinando um avanço mínimo ótimo. Diminuindo-se este valor ótimo de avanço e mantendo-se o raio de quina, a rugosidade aumenta. Isto pode ser explicado pelo fato, de que o contato da espessura mínima se desloca em direção do ponto A (figura 3.45) e os cumes remanescentes influem na rugosidade.

Com avanços maiores vale cada vez mais uma equação simplificada para o cálculo da rugosidade teórica inicial, visto que a espessura mínima de corte se desloca em direção do gume secundário da ferramenta e sua influência sobre a rugosidade da peça se torna desprezível. Vale então, para este caso a equação 3.3.1.

A figura 3.44 mostra que a ótima rugosidade para o mandrilamento de acabamento é obtida para avanços na faixa de 0.03 até 0.05 mm/rot. Esta faixa não se altera para um tempo mais longo de usinagem e nem para o emprego de diferentes velocidades. Para uma faixa de avanços menores, a rugosidade, porque o cavaco retirado se torna mais delgado e é irregularmente retirado da superfície da peça. Na faixa de maiores avanços a rugosidade se aproxima daquela teórica da igualdade 3.3.1.

Especialmente pelo emprego de velocidades de corte pequenas a rugosidade aumenta com avanços bem pequenos. Por causa do crescimento do recalque e do conseqüente arranque de partículas da estrutura em velocidades baixas aparecem oscilações mais elevadas na ferramenta, as quais já após pouco tempo de usinagem levam a formação de marcas de rateamento na superfície da peça.

3.3.3 Velocidade de corte

Como a velocidade de corte exerce notada influência sobre a economia no processo de mandrilamento de acabamento, é especialmente importante, também se considerar seu efeito na qualidade superficial da peça. A figura 3.46 mostra a dependência da rugosidade em função da velocidade de corte para diferentes tempos de usinagem [23].

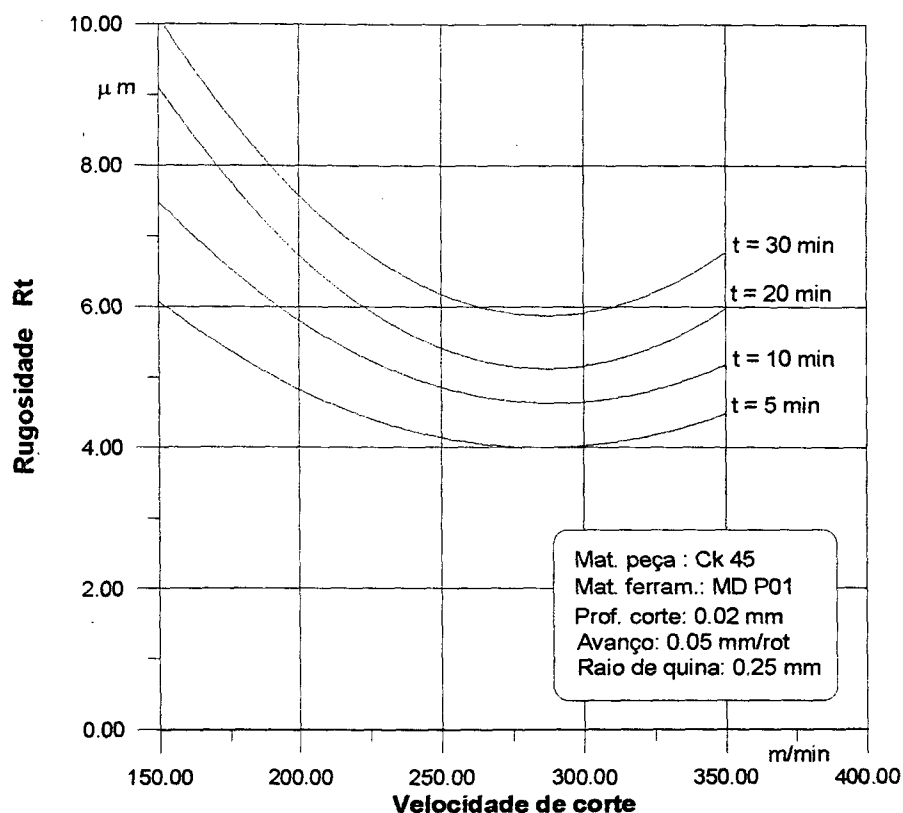


Figura 3.46 -Rugosidade em função da velocidade de corte e tempo de usinagem

Para uma velocidade de corte de 250 m/min surge um pronunciado mínimo para a rugosidade. Velocidades menores causam rugosidades maiores, porque o recalque do cavaco aumenta com a diminuição da velocidade. Assim, a deformação do material aumenta na zona periférica, fazendo com que também aumente a retirada de grupos de grãos isolados

da estrutura do material e diminua o corte dos cristais, como é o caso para velocidades mais altas [29].

A interferência de diversas influências levam para a obtenção de uma rugosidade mínima para 250 m/min. A explicação é que para esta velocidade de corte, acontece o corte dos cristais. Além disso, o gume não é submetido a um desgaste acentuado.

Na usinagem acima da zona de velocidades adequadas, ocorre aumento da rugosidade devido a rápida formação de sulcos de desgaste no flanco, no gume secundário e no raio de quina da ferramenta de corte.

O aumento da rugosidade com o decorrer do tempo de usinagem é considerável, principalmente na zona inferior a adequada de velocidade de usinagem e com avanços pequenos. Isto é decorrente das solicitações alternadas do gume causadas pelo arranque de grupos de partículas da estrutura do material, que pode provocar um lascamento do gume da ferramenta [30].

3.3.4 Raio de quina

A influência teórica do raio de quina sobre a rugosidade é representada pelas equações 3.3.1 e 3.3.2. Como já foi comentado, a primeira só tem validade para uma certa faixa de avanços. Nestas equações não é considerada a influência da mudança do raio de quina causada pelo desgaste da ferramenta.

A dependência da rugosidade em função do raio de quina e do tempo de usinagem é mostrada na figura 3.47.

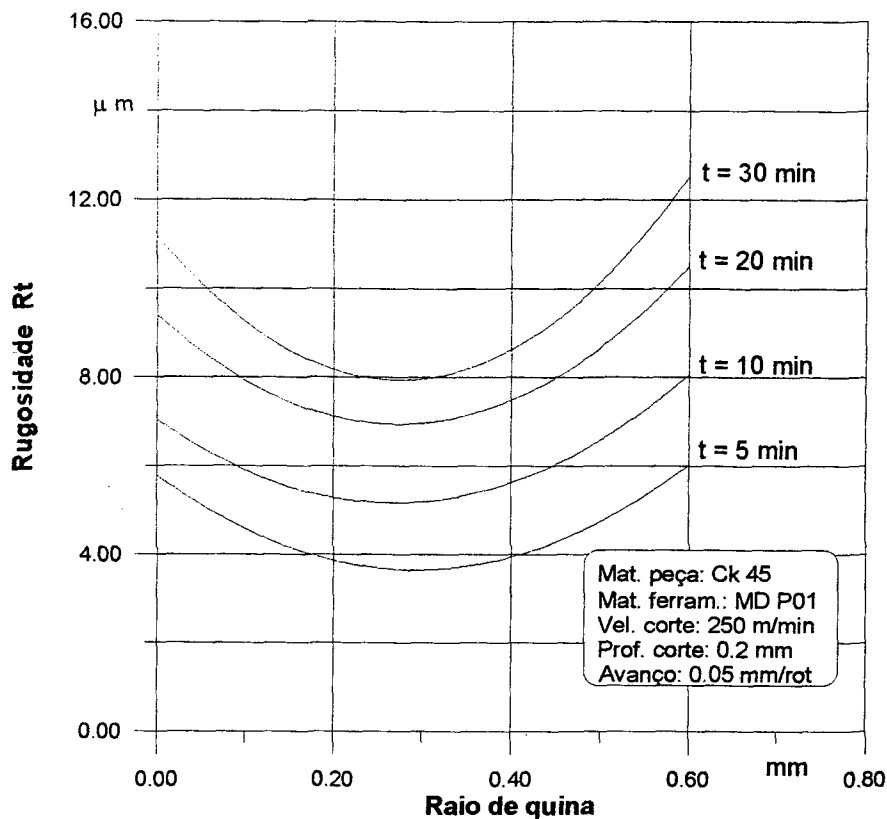


Figura 3.47 -Rugosidade em função do raio de quina e tempo de usinagem

A partir da equação 3.3.1 era de se esperar uma melhora no acabamento superficial com emprego de um raio maior, mas isto é válido para o mandrilamento de acabamento apenas na região de pequenos raios de quina. Para estes, a influência do tempo de usinagem é menor. Raios de quina maiores que $r_{\varepsilon} = 0.25$ mm causam um aumento da rugosidade. O aumento pode ser motivado pelas seguintes razões:

1) Em decorrência das pequenas profundidades de corte empregadas no mandrilamento de acabamento, para raios de quinas r_{ε} maiores, apenas a região curva do gume se encontra no corte, de forma que a espessura de usinagem e o ângulo de posição não permanecem constantes. Ao passo que a espessura de usinagem variável provoca uma solicitação variável do gume na região da quina, o ângulo de posição não constante provoca uma variação da direção da força passiva F_p [29]. Flutuações da força passiva levam a vibrações da barra de mandrilar, provocando um desgaste mais acentuado e ondulações

(marcas de vibração) na superfície da peça. Através dos experimentos realizados pode ser comprovado um aumento das marcas de vibrações com o aumento do raio de quina da ferramenta.

2) Pesquisas realizadas por Ehsenreiche e Ilani [31] mostraram que a parte curva do cavaco é “endireitada” ao deslizar sobre a face da ferramenta, sofrendo um curvamento na largura. Em consequência, ele atrita com a superfície usinada, provocando a formação de ranhuras na peça e com isto um aumento da rugosidade da peça. Com o aumento do raio de quina aumenta o “alargamento” do cavaco e com isso isto também a consequente rugosidade.

3) Phalitzsch e Semmler [32] pesquisaram o comprimento efetivo do gume na linha de separação do cavaco, sobre o desgaste e a rugosidade. Concluiu-se que a marca de desgaste e a rugosidade são maiores para um comprimento efetivo do gume maior, por esta em decorrência da diminuição da espessura de usinagem acarretar um aumento da força de corte. O comprimento da linha de separação do cavaco é consideravelmente influenciada pelo raio de quina, onde um aumento do raio de quina acarreta aumento daquela.

Na pesquisa para torneamento externo com cerâmica é mostrado que a ferramenta com raio de gume $r_\beta = 0$ traz melhor resultado para o valor da rugosidade, quando se fez afiação da ferramenta cuidadosamente, para se evitar a quebra da quina de corte. Este resultado não foi observado na pesquisa de mandrilamento com metal-duro. Para o trabalho com ferramenta de metal duro cuidadosamente afiada resultou já para a superfície de corte um grande desgaste decorrente da maior pressão sobre o gume. Para o mandrilamento de acabamento deve-se empregar portanto, raio de quina na faixa de 0.2 até 0.4 mm. A escolha de pequenos raios de quina ou até mesmo o trabalho com ferramentas pontiagudas não são recomendados, porque a rugosidade tende a aumentar novamente [32].

3.3.5 Ângulo de posição principal

Na figura 3.48 é mostrada a interdependência entre o ângulo de posição κ e a rugosidade para diferentes tempos de usinagem.

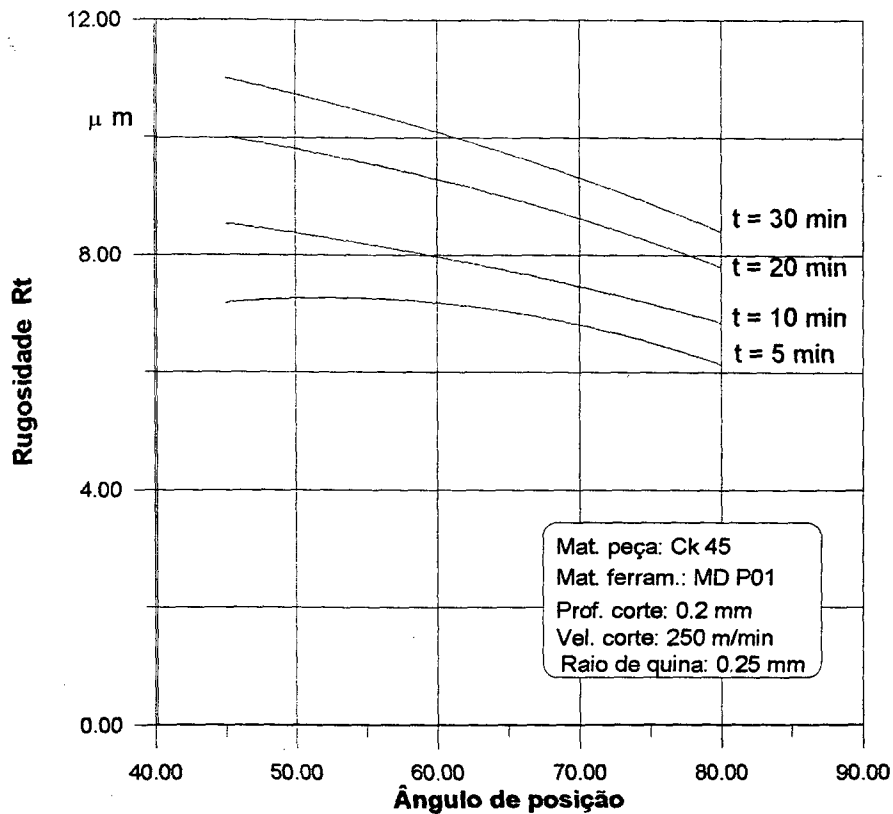


Figura 3.48 -Rugosidade em função do ângulo de posição e do tempo de usinagem

Ângulos de posição grandes são mais adequados, isto é, resultam em uma rugosidade menor. A dependência da rugosidade em função do ângulo de posição relaciona-se principalmente ao fato, de que ele influi na forma do cavaco [22]. Com um ângulo maior de posição (por exemplo de 45 para 75°) a forma de cavaco da classe 2 (cavacos emaranhados, eles se entrelaçam sobre a ferramenta, causam riscos na peça) passa para classe 3 ou 4 (cavacos helicoidais; helicoidais curtos - forma adequada de cavaco - nenhuma piora na superfície).

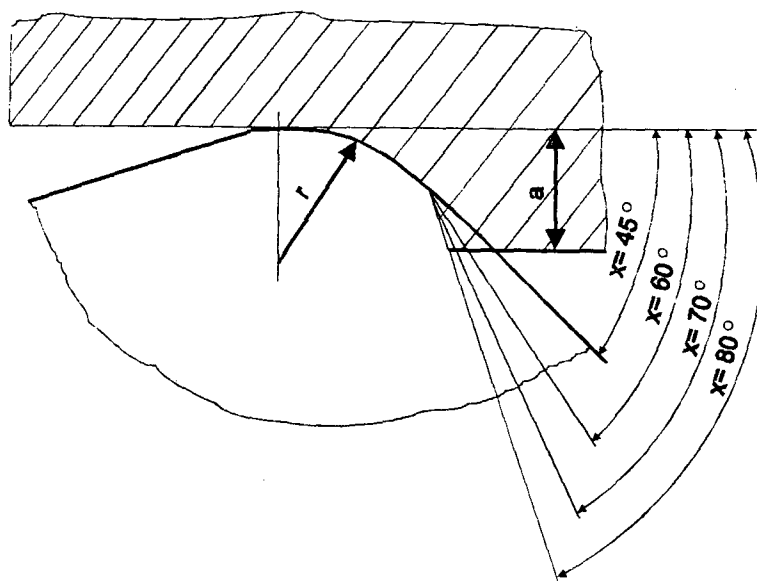


Figura 3.49 - Influência do ângulo de posição sobre a relação de contato entre a ferramenta e a peça

O ângulo de posição influencia no comportamento da força de avanço e da força passiva devido a posição geométrica da quina em relação ao eixo de rotação da peça, uma vez que com o aumento do ângulo de posição no sentido do avanço, as componentes das forças de usinagem aumentam e alcançam seu valor máximo para $\kappa = 90^\circ$. Se aumentarmos o ângulo de posição, a espessura de usinagem aumenta na mesma proporção que temos uma diminuição da largura de usinagem. Como a força de corte, aumenta proporcionalmente com o aumento da largura de usinagem, porém aumenta decrescivamente com o aumento da espessura de usinagem, as duas variações levam para uma leve diminuição da força de corte com o aumento do ângulo de posição [27].

CAPÍTULO 4

ESTRUTURA DO TRABALHO EXPERIMENTAL

O trabalho experimental está dividido em três partes. Na primeira procura-se preestabelecer características dinâmicas e condições limites de utilização de ferramentas de mandrilamento através da utilização de um programa de computador baseado em um algoritmo desenvolvido por Ritzmann [22]. Na segunda são determinadas as características dinâmicas de três tipos de barras de mandril, as quais têm seus desempenhos analisados em processo em uma terceira etapa. Desta maneira são coletados os dados necessários a fim de realizar a análise dos dados teóricos e práticos, contribuindo-se para o enriquecimento do conhecimento tecnológico do processo de mandrilamento de acabamento.

4.1 PREESTABELECIMENTO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS E CONDIÇÕES LIMITES PARA A FERRAMENTA DE MANDRILAMENTO

A estabilidade dinâmica do processo de mandrilamento é analisada através da interpretação do digrama de Nyquist, obtido computacionalmente a partir do modelo descrito no capítulo 3.2.

Os dados de entrada do programa são as propriedades físicas e geométricas da barra de mandril, os parâmetros de corte e as constantes de usinagem determinadas experimentalmente.

Utilizando-se o programa pode-se preestabelecer características dinâmicas adequadas de uma barra de mandril para uma determinada condição de trabalho. Pode-se também verificar as condições limites de aplicação de uma barra de mandril já existente.

A figura 4.1 mostra um exemplo da aplicação do programa. Ela contém a definição dos dados de entrada para uma barra de mandril de aço. A seguir são mostrados três diagramas correspondentes a três relações L/D diferentes, permanecendo os demais parâmetros inalterados.

Diagrama de Nyquist

Definições

Diagrama

Saída

Definição dos dados do diagrama

Raio de quina [m]

: 0.0002

Profundidade de corte [m]

: 0.0005

Avanço [m/rot]

: 5.6e-05

Ângulo de posição [graus]

: 91

Fator Eta

: 0.67

Força específica de corte [N/mm2]

: 1422

Coefficiente da força de corte

: 0.27

Velocidade de corte [m/min]

: 100

Diâmetro da barra [m]

: 0.024

Raio do corpo de prova [m]

: 0.016

Módulo de elasticidade [N/m2]

: 210000000000

Densidade [kg/m3]

: 7870

Coefficiente de amortecimento

: 0.01

Relação comprimento/diâmetro

: 4.0

Ler

Gravar

Sair

Figura 4.1 a - Definição dos dados de entrada para o suporte de aço

Diagrama de Nyquist

Relação comprimento/diâmetro : 4

Profundidade de corte : 0.0005

Avanço : 5.6e-05

Velocidade de corte : 100

Ponto Crítico : 5.302631039e-06

função complexa

ponto crítico

Figura 4.1 b - Diagrama de um sistema estável, L/D = 4.0 para barra de mandrilar de aço

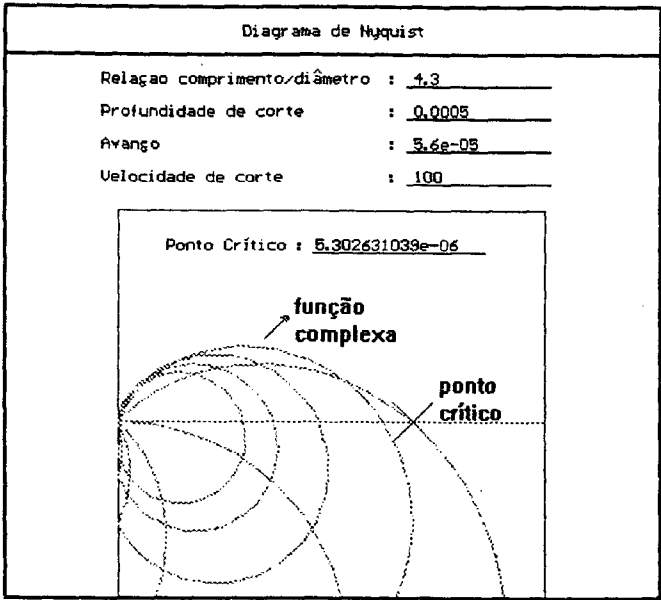


Figura 4.1 c - Diagrama de um caso limite de estabilidade, $L/D = 4.3$ para barra de mandril de aço

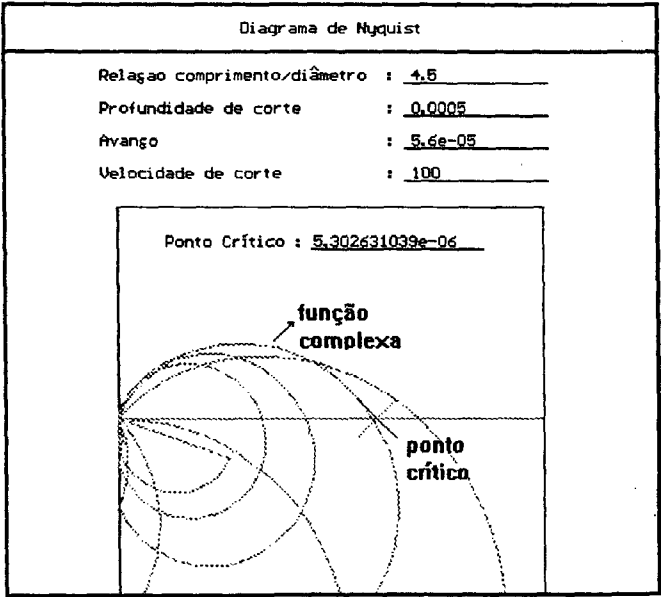


Figura 4.1 d - Diagrama de um sistema instável, $L/D = 4.5$ para barra de mandril de aço

Para uma relação $L/D = 4.0$, o ponto crítico não é circunscrito pelo diagrama, indicando que o sistema é estável.

A relação $L/D = 4.3$ representa a condição limite de estabilidade. Para uma relação maior, por exemplo $L/D = 4.5$ o sistema passa a ser instável.

Alterando-se o material do suporte da ferramenta para metal duro, para as mesmas condições do caso anterior, o limite de estabilidade é aumentado para $L/D = 6.2$, como mostra a figura 4.2.

Definição dos dados do diagrama	
Raio de quina [m]	: 0.0002
Profundidade de corte [m]	: 0.0005
Avango [m/rot]	: 5.6e-05
Angulo de posição [graus]	: 91
Fator Eta	: 0.67
Força específica de corte [N/mm2]	: 1422
Coefficiente da força de corte	: 0.27
Velocidade de corte [m/min]	: 100
Diâmetro da barra [m]	: 0.024
Raio do corpo de prova [m]	: 0.016
Módulo de elasticidade [N/m2]	: 630000000000
Densidade [kg/m3]	: 14900
Coefficiente de amortecimento	: 0.01
Relação comprimento/diâmetro	: 6.2

Figura 4.2 a - Definição dos dados de entrada para barra de mandrilar de metal duro

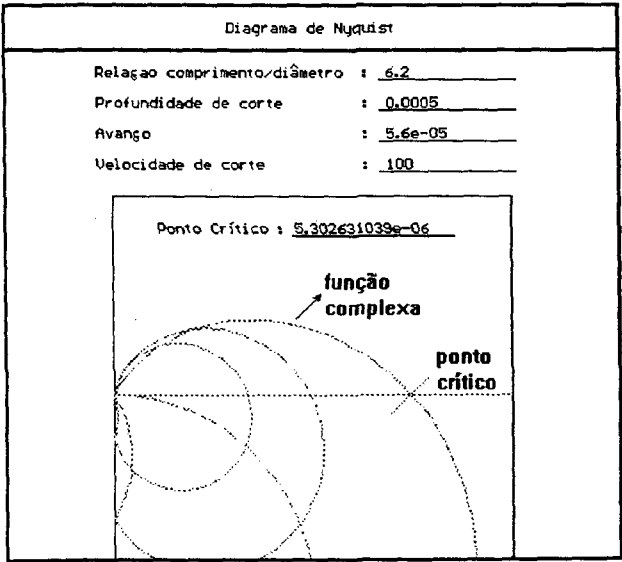


Figura 4.2 b - Diagrama de Nyquist para condição L/D crítica para barra de mandrilar de metal duro

4.2.4 Sistema de verificação das características dinâmicas

O procedimento de verificação consistiu em se fixar um acelerômetro na extremidade livre da barra de mandrilar e excitá-la com um martelo de impacto. A resposta do sistema foi tratada e gravada por um analisador de sinais, que gerou gráficos mostrando a característica do sistema formado pela barra de mandrilar e o suporte de fixação.

4.3 VERIFICAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DAS BARRAS DE MANDRILAR EM PROCESSO

4.3.1 Considerações iniciais

Este estudo é dividido em quatro etapas. A primeira tem por objetivo a comparação do desempenho teórico e prático de três tipos de barras de mandrilar sob uma determinada condição de corte. A segunda visa conhecer o comportamento de uma barra de mandrilar de aço sob varias condições de corte. Nestas etapas o desempenho é analisado levando-se em conta a rugosidade resultante das peças usinadas. Na terceira e quarta é pesquisada a influência dos parâmetros de corte sobre os níveis de aceleração da vibração e sobre as forças de usinagem, no processo de mandrilamento de acabamento.

4.3.2 Métodos de análise de resultados

4.3.2.1 Análise de Variância

A análise de variância é uma ferramenta muito útil para que se possa tomar uma decisão, quanto à influência de determinado fator sobre o resultado, sem que seja necessário o julgamento subjetivo de quem está fazendo a análise. Este método será empregado na análise dos resultados dos ensaios deste trabalho [33].

Quando se deseja conhecer o comportamento de um elemento em relação a dois fatores, o modelo utilizado na análise deve ser:

$$y_{ijk} = \mu + \tau_i + \beta_j + (\tau\beta)_{ij} + \varepsilon_{ijk}$$

onde,

$i = 1, 2, \dots, a;$

$j = 1, 2, \dots, b;$

$k = 1, 2, \dots, n;$

y_{ijk} - resposta correspondente k -ésima unidade que recebe o tratamento consistente na combinação do nível i de A com o nível j de B;

μ - média geral;

τ_i - efeito do nível i de A;

β_j - efeito do nível j de B;

$(\tau\beta)_{ij}$ - efeito da combinação do nível i de A com o nível j de B;

ε_{ijk} - erro aleatório.

Com relação aos parâmetros τ_i e β_j , se os tratamentos são fixados previamente pelo experimentador, os resultados obtidos são válidos apenas para o conjunto de tratamentos usados e o modelo empregado é de efeitos fixos. Entretanto, quando os tratamentos são uma amostra aleatória de uma população de tratamentos, emprega-se um modelo de efeitos aleatórios. Nesta análise foi empregado o modelo de efeitos fixos, uma vez que os fatores foram fixados previamente [33].

No modelo de efeitos fixos, os efeitos τ_i e β_j são usualmente definidos como desvios da média global, de modo que

$$\sum_{i=1}^a \tau_i = 0 \quad (4.3.1)$$

$$\sum_{j=1}^b \beta_j = 0 \quad (4.3.2)$$

Se a hipótese H_0 for verdadeira, todos os tratamentos terão médias μ iguais. Então, para o efeito do tratamento A:

$$H_0 : \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_n = 0;$$

$$H_1 : \text{pelo menos um } \tau_i \neq 0.$$

Para o efeito do tratamento B:

$H_0 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_n = 0;$

$H_1 : \text{pelo menos um } \beta_j \neq 0.$

E para o efeito dos tratamentos A e B:

$H_0 : (\tau\beta)_{ij} = 0 \text{ para todo } i, j;$

$H_1 : \text{pelo menos um } (\sigma\beta)_{ij} \neq 0.$

O procedimento para testar a igualdade das médias dos tratamentos, ou testar se os efeitos dos tratamentos são iguais a zero, é a análise de variância, onde a hipótese H_0 é chamada de hipótese nula e H_1 , hipótese alternativa.

Para testar H_0 é necessário fixar o valor da probabilidade de se rejeitar esta hipótese quando ela for verdadeira. Este valor é denotado por α_1 e deve ser pequeno, uma vez que a rejeição da hipótese H_0 quando ela for verdadeira é um erro, denominado de erro tipo I.

Para α fixado, determina-se na tabela referente à distribuição F, o valor correspondente a $F_{\alpha 1, n1-1, n1-2}$. Se o valor de F_0 encontrado experimentalmente for maior que $F_{\alpha 1, n1-1, n1-2}$, H_0 é rejeitada e os tratamentos apresentam diferenças significativas entre seus efeitos, sendo estes diferentes de zero. Para dois fatores, F_0 é calculado como mostra a tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Análise de variância

Fonte de variação	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	F_0
Tratamento A	a-1	SS_A	MS_A	MS_A/MS_e
Tratamento B	b-1	SS_B	MS_B	MS_B/MS_e
Interação	(a-1)(b-1)	SS_{AB}	MS_{AB}	MS_{AB}/MS_e
Erro	ab(n-1)	SS_e	MS_e	
Total	abn-1	SS_T		

As somas dos quadrados são calculadas como:

$$SS_A = \sum_{i=1}^a \frac{y_{i..}^2}{bn} - \frac{y_{...}^2}{abn}; \quad (4.3.3)$$

$$SS_B = \sum_{j=1}^b \frac{y_{.j.}^2}{an} - \frac{y_{...}^2}{abn}; \quad (4.3.4)$$

$$SS_{AB} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \frac{y_{ij.}^2}{n} - \frac{y_{...}^2}{abn} - SS_A - SS_B; \quad (4.3.5)$$

$$SS_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^n y_{ijk}^2 - \frac{y_{...}^2}{abn} \text{ e} \quad (4.3.6)$$

$$SS_e = SS_T - SS_{AB} - SS_A - SS_B. \quad (4.3.7)$$

4.3.2.2 Técnicas de Taguchi para Análise de Resultados

Os processos produtivos envolvem, normalmente, um grande número de variáveis e um tempo reduzido para a solução dos seus problemas. Por isto, torna-se impraticável a análise destes processos com o uso da experimentação clássica. Para contornar esta situação, foram desenvolvidos alguns outros métodos que se utilizam da experimentação fatorial fracionária na análise de resultados, como é o caso das técnicas de Taguchi.

As técnicas de Taguchi, desenvolvidas no sentido de reduzir o nível de variação de produtos e processos, envolvem toda uma conceituação estatística que permite analisar e interpretar o comportamento de dados representativos de uma população. Neste aspecto, pode-se estudar os diferentes fatores (variáveis de entrada) que influenciam o resultado final de um processo ou produto, observando-se o grau de influência exercido por cada fator ou pela interação entre dois ou mais deles [34].

A estruturação dos ensaios é feita a partir da seleção dos fatores que influem sobre determinado produto, em geral este estudo pode ser feito com o uso de um diagrama causa-efeito. O passo seguinte é a determinação do número de níveis que cada fator deve possuir.

Os dois primeiros passos fornecem condições para a seleção da matriz ortogonal a ser utilizada nos ensaios. Estas matrizes usam apenas uma parte de todas as combinações possíveis, para estimar os efeitos gerados pelos diferentes fatores, o que caracteriza o experimento fracionário. A interpretação dos resultados é obtida mediante a análise da variância dos fatores em seus diferenciados níveis, e o grau de influência de cada um deles sobre o processo pode ser expresso em gráficos que demonstram esta relação [35].

4.3.3 Infra-estrutura dos ensaios

4.3.3.1 Máquinas-ferramenta

Os ensaios foram realizados em um torno mecânico marca Imor, com possibilidade de variação contínua de rotação, e em um torno Romi-Mazak.

4.3.3.2 Barras de mandrilar

Foram empregadas as barras de mandrilar descritas na tabela 4.1.

4.3.3.3 Insertos intercambiáveis

Foram utilizados insertos intercambiáveis de metal duro, designação TCMT09 02 02-UF, TCMT09 02 04-UM e TCMT09 02 08-UM, fabricados pela Sandvick Coromant.

4.3.3.4 Equipamento auxiliar

Para a medição da rugosidade das peças mandriladas foi utilizado um rugosímetro marca Feinprüf, modelo S8P.

4.3.3.5 Corpo de prova

O corpo de prova utilizado era de aço ABNT 1213, na forma de cilindros vazados com diâmetro externo 50 mm, interno 16 mm e comprimento 32 mm.

As principais propriedades mecânicas do material estão relacionadas abaixo [36]:

- Resistência à tração: 538 N/mm^2 ;
- Resistência à compressão: 414 N/mm^2 ;
- Dureza Brinel: 167 HB e

$$C_{máx}: 0.13$$

- Composição química % Mn : 0.70 - 1.00
- P : 0.02 - 0.012
- S : 0.24 - 0.33

4.3.3.6 Sistema de medição de vibração

O sistema de medição de vibração constitui-se de um acelerômetro fixado na extremidade da barra de mandrilar e um analisador de sinais. Os dados eram captados pelo acelerômetro e transmitidos para o analisador, que fornecia a resposta do sistema na forma de gráficos. As especificações dos equipamentos são mostradas no anexo C.

4.3.3.7 Sistema de medição de força

O sistema é constituído de um dinamômetro piezelétrico, um amplificador de sinais, um analisador de sistemas de controle e um microcomputador. As especificações dos equipamentos são mostradas no anexo C .

4.3.3.8 Equipamentos utilizados em cada ensaio

A tabela 4.3 mostra resumidamente a infraestrutura de cada um dos ensaios.

Tabela 4.3 - Infraestrutura dos ensaios

INFRAESTRUTURA DOS ENSAIOS					
Ensaio	Máquinas-ferramenta	Barras de mandril	Insertos	Equipamentos	Corpos de prova
Comparativo	Torno Imor	A12M-STFCL 09-R E12Q - STFCL 09-R F12Q - STFCL 09-R	TCMT09 02 02 - UF	Rugosímetro	Aço ABNT 1213
Taguchi	Romi-Mazak	S12M - STFCL 09-R	TCMT09 02 02 - UF	Rugosímetro	Aço ABNT 1213
Vibração	Romi-Mazak	S12M - STFCL 09-R	TCMT09 02 02 - UF	Acelerômetro Analisador de sinais	Aço ABNT 1213
Força	Torno Imor	A12M - STFCL 09-R	TCMT09 02 02 - UF TCMT09 02 04 -UM TCMT09 02 08 -UM	Plataf. piezelétrica Amplificador sinais Microcomputador	Aço ABNT 1213

4.3.4 Comparação do desempenho de três tipos de barras de mandril

Este ensaio tem por objetivo comparar os resultados obtidos a partir do emprego de três tipos de barras de mandril, adotando-se como parâmetro de interesse a rugosidade das peças usinadas, sob uma mesma condição de corte, e diferentes relações (L/D).

4.3.5 Verificação experimental da influência das variáveis de entrada sobre o resultado de trabalho

4.3.5.1 Seleção das variáveis de entrada

O objetivo do ensaio é introduzir a variável relação comprimento-diâmetro (L/D) ao processo e analisar sua influência isolada, assim como a sua interação com as demais variáveis, sobre a rugosidade final da peça. Na análise dos resultados são utilizadas as técnicas Taguchi e a análise de variância.

As variáveis analisadas são as seguintes:

- Variáveis de entrada:

 - Relação (L/D) ;
 - Profundidade de corte (mm);
 - Avanço (mm/rot) e
 - Velocidade de corte (m/min).
- Característica de saída:

 - Rugosidade Ra e Rt (μm).

A barra de mandrilar utilizada e o raio de quina da ferramenta foram os mesmos para todos os experimentos.

4.3.5.2 Determinação dos níveis das variáveis de entrada

Cada uma das variáveis foi analisada em três níveis sendo que o valor intermediário e o máximo usados para cada variável correspondiam a uma vez e meia e ao dobro do valor mínimo, respectivamente.

4.3.5.2.1 Relação (L/D)

Para um diâmetro estabelecido da barra de mandrilar ($D = 12$ mm), varia-se o seu comprimento em balanço, que assume valores de 36, 54 e 72 mm, resultando em relações (L/D) 3.0, 4.5 e 6.0 respectivamente.

4.3.5.2.2 Profundidade de corte

Baseando-se na literatura os valores empregados no ensaio foram 0.3, 0.45 e 0.6 mm.

4.3.5.2.3 Avanço

Baseando-se nas informações da literatura, optou-se por empregar neste ensaio avanços de 0.04, 0.06 e 0.08 mm/rot.

4.3.5.2.4 Velocidade de corte

As velocidades empregadas no ensaio foram 80, 120 e 160 m/min. Não foi possível o emprego de velocidades maiores, porque estas causavam vibrações inadmissíveis na máquina-ferramenta.

4.3.5.2.5 Raio de quina

As informações da literatura levaram a utilização de um raio de quina de 0.2 mm neste ensaio.

4.3.5.2.6 Ângulo de posição principal

O ângulo de posição empregado no ensaio foi 91°.

4.3.5.3 Determinação da matriz ortogonal

A matriz ortogonal é escolhida em função do número de graus de liberdade do conjunto de dados, e determina o número total de experimentos a serem conduzidos. Portanto, baseando-se nas variáveis de entrada e nos seus graus de liberdade, chega-se à matriz ortogonal mais adequada ao ensaio.

A tabela 4.4 mostra os fatores mais influentes, seus níveis, possíveis interações existentes e os graus de liberdade associados aos fatores e interações.

Tabela 4.4 - Dados para a obtenção da matriz ortogonal

Fatores	Níveis	Interações	
A - Relação (L/D)	3.0	A x B	
	4.5	A x C	
	6.0	A x D	
B - Profundidade de corte	0.30 mm 0.45 mm 0.60 mm	Graus de liberdade relacionados a:	
C - Avanço	0.04 mm/rot	Média dos dados	1
	0.06 mm/rot	Fat. A,B,C,D	n° Fat x (n° niv. -1)=8
	0.08 mm/rot	Int. (A x B)	(n°niv _A -1)(n°niv _B -1)=4
D - Velocidade de corte	80 m/min	Int. (A x C)	(n°niv _A -1)(n°niv _C -1)=4
	120 m/min	Int. (A x D)	(n°niv _A -1)(n°niv _D -1)=4
	160 m/min	Total	21

Existe um total de 21 graus de liberdade, o que leva à escolha de uma matriz L27. Ela é mostrada no anexo B.

4.3.6 Verificação experimental do nível da aceleração da vibração da ferramenta em processo

Neste ensaio procura-se comparar os níveis de vibração da barra de mandrilar para condições de usinagem variáveis. Entre as variáveis de entrada, encontram-se a

profundidade de corte, a velocidade de corte e a relação comprimento-diâmetro (L/D). A variável de saída é a aceleração da vibração medida em dB.

As profundidades de corte empregadas foram 0.3, 0.45 e 0.6 mm. Para a velocidade de corte, os valores foram 80, 120 e 160 m/min. Foram empregadas relações (L/D) de 4.5 e 6, sendo que o diâmetro foi mantido constante 12 mm e os comprimentos em balanço foram 54 e 72 mm, respectivamente. O avanço empregado foi 0.04 mm/rot.

4.3.7 Verificação experimental das forças de usinagem

Neste ensaio procura-se conhecer o comportamento da força de corte e da força passiva para algumas condições de corte. Assim como, determinar os coeficientes k_{c11} e m_c da equação de Kienzle para o par material-ferramenta empregado, para utilizá-los como dados de entrada no programa descrito no item 4.1. As variáveis envolvidas foram a profundidade de corte, o avanço e o raio de quina.

Primeiramente para a determinação do coeficiente da equação de Kienzle foram usados os seguintes parâmetros:

Avanço: 0.056, 0.064, 0.083, 0.093, 0.111 e 0.128 mm/rot;

Profundidade de corte: 0.5 mm;

Velocidade de corte: 100 m/min e

Raio de quina : 0.2 mm.

Posteriormente, para pesquisar a influência das demais variáveis foram usadas as seguintes condições:

Avanço: 0.056 mm/rot

Profundidade de corte: 0.3, 0.45 e 0.6 mm

Velocidade de corte: 100 m/min

Raio de quina: 0.2, 0.4 e 0.8 mm

4.4 COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS TEÓRICOS E PRÁTICOS

4.4.1 Resultado da verificação das características dinâmicas das barras de mandrilar

A figura 4.4 mostra a característica dinâmica da barra de mandrilar de aço, onde existe um pico do nível de aceleração caracterizando a frequência natural do sistema. Isto pode ser confirmado através de um diagrama de fase, onde ocorre uma alteração de 180° na fase, na frequência correspondente à natural do sistema.

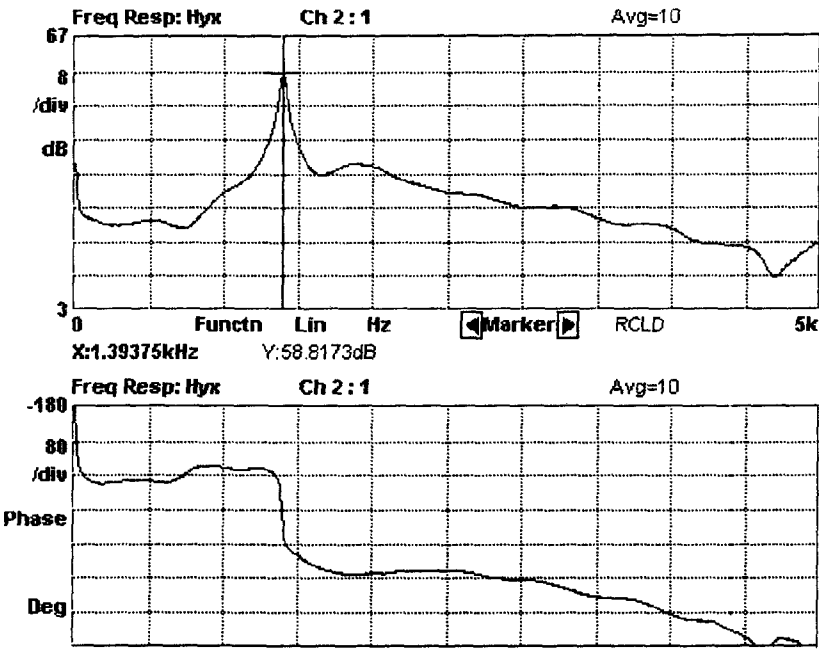


Figura 4.4 - Característica do sistema para uma barra de aço com L/D = 6.0

A tabela 4.5 mostra algumas propriedades físicas de três barras de mandrilar e as frequências naturais para algumas relações L/D.

Tabela 4.5 - Propriedades físicas e frequência natural das barras de mandrilar

Ferramenta	Densidade Kg/dm³	Módulo E N/mm²	Rel. L/D	Freq. natural calculada Hz	Freq. natural medida Hz
Aço	7.85	2.1 10³	4.5	2976	2331
			6.0	1674	1620
Metal duro	14.9	6.3 10³	6.0	2105	1944
			8.0	1184	1143
			10.0	758	783
Metal duro c/ Amorte- cimento	7.85/	2.1 10³ /	6.0		1445
	14.9	6.3 10³	8.0		995
			10.0		703

Observa-se que os valores das frequências calculadas se aproximam dos valores medidos, e que as maiores frequências são da barra de metal duro, pois este material apresenta maior módulo de elasticidade. A barra de metal duro com amortecimento possui frequência natural menor que a sem amortecimento, porque o dispositivo de amortecimento que se encontra na sua parte anterior possui alojamento de aço.

4.4.2 Comparação dos resultados teóricos e práticos do desempenho das barras de mandrilar

O objetivo deste estudo é a comparação do desempenho de três tipos de barras de mandrilar sob uma determinada condição de usinagem de acabamento para diversos comprimentos em balanço. A comparação é feita com base na rugosidade obtida.

As barras de mandrilar comparadas eram de aço, metal-duro e metal duro com amortecimento.

4.4.2.1 Metodologia do ensaio

Neste ensaio procurou-se conhecer o comportamento da rugosidade em função da relação (L/D) para cada um dos três tipos de barras de mandrilar. Determinando-se desta forma, qual a relação limite para cada ferramenta em uma dada condição de corte.

4.4.2.2 Desenvolvimento do experimento

Foram realizados três experimentos para cada uma das condições.

Os corpos de prova eram fixados na placa de 3 castanhas do torno mecânico e em seguida era realizada uma operação de mandrilamento com 0.5 mm de profundidade, 0.056

mm/rot de avanço e 100 m/min de velocidade de corte e balanço mínimo. Com este procedimento eram minimizados os erros de posicionamento e as diferenças entre os valores de rugosidade inicial dos corpos de prova. Na sequência era realizado o experimento na mesma condição de corte do primeiro passe, variando-se apenas a relação (L/D) da barra de mandrilar.

O parâmetro de rugosidade adotado foi o Ra porque representa uma média de valores absolutos, sendo adequado para um estudo comparativo, devido a menor dispersão de valores em comparação a um parâmetro que representa apenas valores absolutos. A medição de rugosidade foi realizada em cinco pontos ao longo do comprimento do corpo de prova e em três pontos da circunferência. O valor médio obtido foi adotado como o resultado do experimento.

4.4.2.3 Resultados do ensaio

A tabela 4.6 mostra os resultados obtidos no ensaio. A disposição dos resultados dos 3 experimentos nas colunas da tabela para cada uma das condições do ensaio é feita segundo a ordem crescente dos valores de rugosidade.

Tabela 4.6 - Resultados do ensaio de rugosidade Ra (μm)

Resultados do ensaio											
Aço				Metal duro				Metal duro c/ amortecimento			
L/D	1	2	3	L/D	1	2	3	L/D	1	2	3
3.0	0.35	0.36	0.66	3.0	0.34	0.35	0.37	6.0	0.46	0.65	0.65
3.5	0.36	0.41	0.52	4.0	0.48	0.49	0.52	7.0	0.55	0.63	0.64
4.0	0.33	0.43	0.58	5.0	0.57	0.58	0.60	8.0	0.47	0.62	0.70
4.5	0.34	0.41	0.68	6.0	0.51	0.52	0.55	9.0	0.57	0.69	0.71
5.0	0.38	0.42	0.57	7.0	0.63	0.64	0.66	10.0	0.61	0.74	0.76
5.5	0.34	0.44	0.64	8.0	0.52	0.56	0.65	11.0	0.72	0.96	0.96
6.0	0.38	0.39	0.66	9.0	0.56	0.62	0.67				
6.5	0.65	0.67	0.90	10.0	0.74	0.92	1.15				

A tabela 4.7 mostra os resultados da análise de variância.

Tabela 4.7 - Resultados da análise de variância do ensaio de rugosidade

Análise de variância						
Aço						
	S.S.	G.L.	Var (V)	Teste F	F 95%	F 99%
L/D	0.22	7	0.03	1.5	2.61	4.03
Erro	0.32	16	0.02			
Total	0.54	23				
Metal duro						
L/D	0.58	7	0.083	9.22	2.61	4.03
Erro	0.11	16	0.009			
Total	0.69					
Metal duro c/ amortecimento						
L/D	0.18	5	0.036	3.33	3.11	5.06
Erro	0.13	12	0.011			
Total	0.31					

Observa-se que para a barra de aço, o valor calculado de F é inferior ao de F tabelado, para os dois níveis de significância, indicando que não há diferenciação das médias e que por essa análise não se pode afirmar que a relação (L/D) exerce influência sobre a rugosidade.

Para a barra de metal duro, a tabela mostra que o valor de F calculado é maior que os tabelados, implicando na diferenciação das médias e pode-se afirmar que a relação (L/D) exerce influência sobre a rugosidade das peças usinadas.

Para a barra de metal duro com amortecimento, pode-se considerar que a nível de significância 0.05, a relação (L/D) exerce influência sobre a rugosidade porque F(95%) é menor que F calculado. Isto não ocorre ao nível 0.01, porque F(99%) é maior que F calculado, indicando não haver diferença significativa das médias para este nível de significância.

O gráfico da figura 4.5 mostra o comportamento da rugosidade em função da relação (L/D) para uma barra de mandril de aço. Para esta ferramenta, existe um ponto, a partir do qual a rugosidade aumenta vertiginosamente. Este ponto corresponde à relação (L/D) crítica, que caracteriza o limite de estabilidade do sistema. A partir deste ponto a rigidez dinâmica do sistema não é suficientemente grande para evitar o surgimento de

vibrações regenerativas de grande amplitude que repercutem na superfície usinada e acarretam aumento de rugosidade.

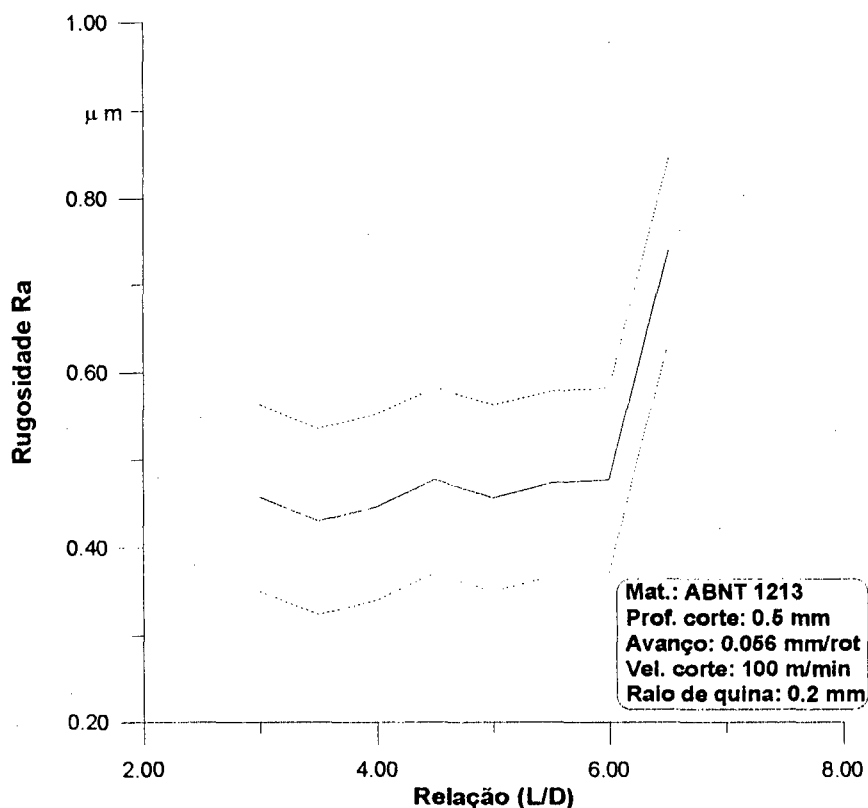


Figura 4.5 - Rugosidade em função da relação (L/D) para uma barra de mandril de aço

Neste caso, a rugosidade é mantida praticamente constante, como mostrou o resultado da análise de variância, até a relação $L/D = 6.0$. Durante os experimentos, para um valor $L/D = 5.5$, já era perceptível um ruído característico de usinagem com vibração, mas esta ainda não possuía amplitude suficiente para repercutir no valor da rugosidade. Somente para a relação $L/D = 6.5$ foi ultrapassado o limite de estabilidade do sistema e a rugosidade praticamente dobrou de valor.

A figura 4.6 mostra o gráfico resultante do ensaio realizado com a barra de mandril de metal duro. Neste caso, a relação (L/D) exerce notada influência, como se observou na análise de variância. A rugosidade aumenta com a relação L/D. Os ruídos característicos de

usinagem com vibração surgiram para uma relação $L/D = 8$. Contudo, o aumento pronunciado da rugosidade só ocorre quando se atinge a relação (L/D) crítica que se situa entre 9 e 10.

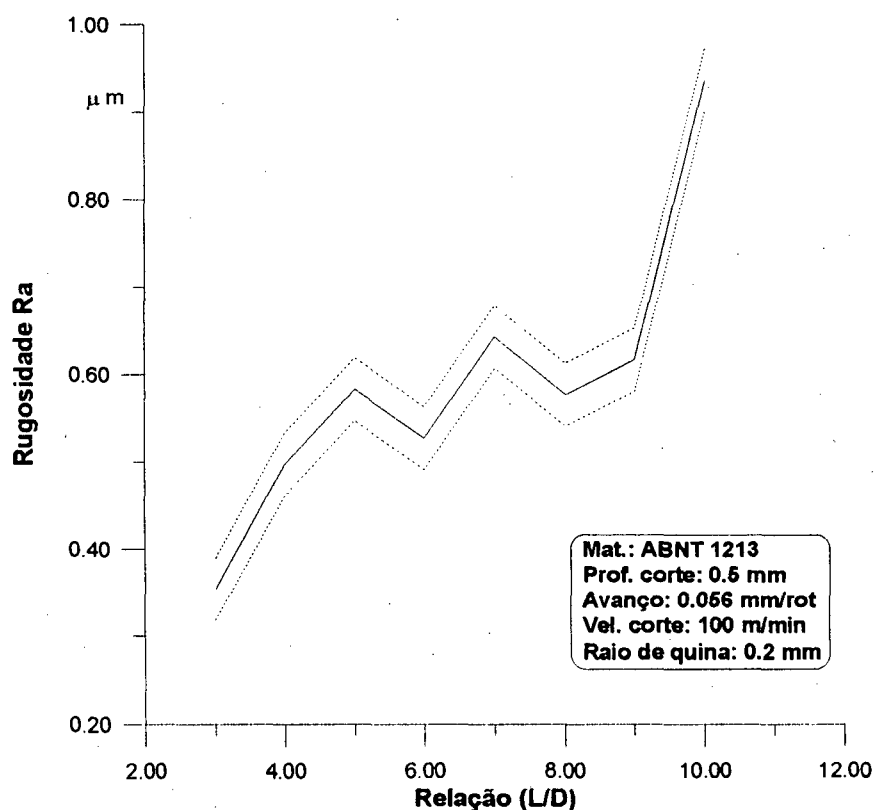


Figura 4.6 - Rugosidade em função da relação (L/D) para uma barra de metal duro

O maior limite de estabilidade da barra de metal duro é devido à sua maior rigidez dinâmica resultante de um módulo de elasticidade três vezes maior que a do aço.

A figura 4.7 mostra o resultado do ensaio realizado com uma barra de mandrilar de metal duro com amortecimento. Neste caso, a análise de variância mostra que a relação (L/D) exerce influência menor sobre a rugosidade em comparação com a barra de metal duro. Observa-se no gráfico que a rugosidade aumenta com a relação (L/D) . Os ruídos característicos da usinagem com vibração surgiram para uma relação $L/D = 10$ e após este

valor houve um pronunciado aumento de rugosidade, indicando que a relação (L/D) crítica se situa entre 10 e 11.

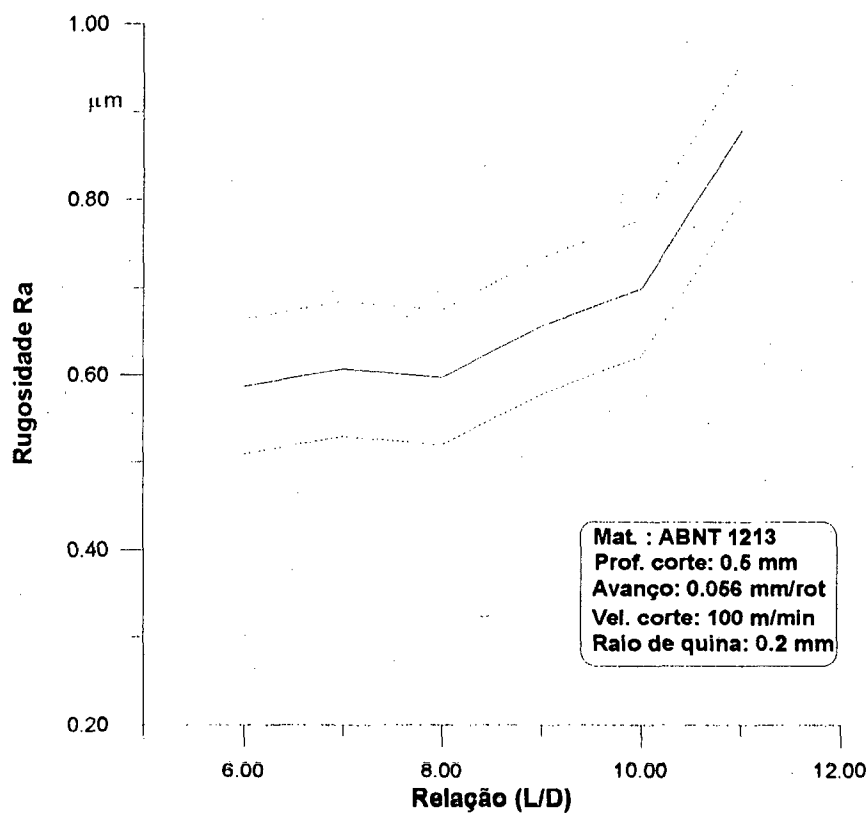


Figura 4.7 - Rugosidade em função da relação (L/D) para uma barra de metal duro com amortecimento

4.4.2.4 Comparação entre os resultados do programa e os resultados práticos

A tabela 4.8 mostra os resultados obtidos através do programa e os verificados experimentalmente.

Tabela 4.8 - Resultados da análise de estabilidade

Material	(L/D)crit. calculado	(L/D)crit. medido
Aço	4.3	6.5
Metal duro	6.2	9.0

Verifica-se que os valores gerados pelo programa podem fornecer um referencial na análise de estabilidade, mas existe uma diferença considerável em relação aos valores determinados experimentalmente.

Esta diferença pode ser justificada pela obrigatoriedade do emprego de um modelo linear na direção x , para que fosse possível a análise da estabilidade com base no diagrama de Nyquist. Neste modelo, a deflexão regenerativa x , é reforçada por um valor V , que depende das condições de corte e da geometria da ferramenta. O produto resultante é a área dinâmica, que é multiplicada pelo comportamento do processo, e é praticamente constante, sendo fracamente regenerativo. Portanto, a dinâmica do processo é reforçada mais por um fator constante. A parte dinâmica do comportamento do processo é dado apenas pelo avanço, e como já foi visto o efeito regenerativo na direção y é muito menor que na direção x .

4.4.3 Verificação experimental e análise dos resultados da influência das variáveis de entrada sobre o resultado de trabalho

4.4.3.1 Considerações iniciais

No mandrilamento de acabamento de peças longas e de diâmetro pequeno, a relação (L/D) exigida para a barra de mandrilar passa a ter grande influência no acabamento da peça usinada.

4.4.3.2 Metodologia do ensaio

O objetivo da pesquisa é conhecer o comportamento da rugosidade das peças usinadas, em função da relação (L/D) da barra de mandrilar, assim como sua interação com a profundidade de corte, o avanço e a velocidade de corte. Determinando assim, qual das variáveis rege o processo dentro da faixa de acabamento.

4.4.3.2.1 Desenvolvimento do ensaio

Para a realização do ensaio, a barra de aço ABNT 1213 de 50 mm de diâmetro foi cortada para um comprimento de 33 mm e fixada na placa de três castanhas do torno CNC, onde foram realizadas as operações de faceamento, pré-furação e furação para que o corpo de prova chegasse às dimensões finais. Com este procedimento, procurou-se minimizar erros de posicionamento da peça decorrentes de várias fixações.

Foi adotado para o corpo de prova o comprimento 32 mm e o diâmetro interno de 16 mm, porque este era o menor valor possível de ser usinado com uma barra de mandrilar de 12 mm de diâmetro.

Após a furação foram medidas as rugosidades de três peças. Elas eram selecionadas a cada oito experimentos. Com isto pretendeu-se determinar a rugosidade anterior ao processo de mandrilamento. A média dos valores medidos da rugosidade R_a foi 3.15.

4.4.3.2.2 Montagem da matriz experimental

A matriz considerada adequada para o ensaio é uma L27. Esta matriz permite analisar a influência de seis fatores e três interações. Neste estudo verifica-se a influência de cinco fatores principais e três interações, de modo que três colunas da matriz permanecem vazias.

Tabela 4.9 - Matriz do experimento Taguchi

ENS	PÇ	FATORES (VARIÁVEIS DE ENTRADA)												
		L/D	ap	L/Dx ap	L/Dx ap	f	L/Dx f	L/Dx f	Vc	L/Dx Vc	L/Dx Vc	X	X	X
1	22	6.0	0.45	1	3	0.04	3	2	120	1	3			
2	21	6.0	0.3	3	2	0.08	2	1	160	2	1			
3	19	6.0	0.3	3	2	0.04	3	2	80	3	2			
4	27	6.0	0.6	2	1	0.08	2	1	120	1	3			
5	23	6.0	0.45	1	3	0.06	1	3	160	2	1			
6	26	6.0	0.6	2	1	0.06	3	2	80	2	1			
7	20	6.0	0.3	3	2	0.06	1	3	120	1	3			
8	25	6.0	0.6	2	1	0.04	3	2	160	2	1			
9	24	6.0	0.45	1	3	0.08	2	1	80	3	2			
10	12	4.5	0.3	2	3	0.08	1	2	160	1	2			
11	11	4.5	0.3	2	3	0.06	3	1	120	3	1			
12	13	4.5	0.3	3	1	0.08	2	3	160	3	1			
13	17	4.5	0.45	1	2	0.04	3	1	120	2	3			
14	15	4.5	0.45	3	1	0.08	1	2	80	2	3			
15	18	4.5	0.6	1	2	0.08	1	2	120	3	1			
16	10	4.5	0.3	2	3	0.04	2	3	80	2	3			
17	14	4.5	0.45	3	1	0.06	3	1	160	1	2			
18	15	4.5	0.45	3	1	0.08	1	2	80	2	3			
19	1	3.0	0.3	1	1	0.04	1	1	80	1	1			
20	6	3.0	0.45	2	2	0.08	3	3	80	1	1			
21	9	3.0	0.6	3	3	0.06	3	3	160	2	2			
22	4	3.0	0.45	1	3	0.04	3	2	120	1	3			
23	2	3.0	0.3	1	3	0.06	1	3	120	2	1			
24	8	3.0	0.6	3	3	0.06	2	2	80	1	1			
25	5	3.0	0.45	2	2	0.06	2	2	160	3	3			
26	3	3.0	0.3	1	1	0.08	3	3	160	3	3			
27	7	3.0	0.6	2	1	0.04	2	1	160	1	3			

Na tabela 4.9 é mostrada a matriz cujas linhas estão disposta conforme o resultado de um sorteio realizado para o ordenação dos experimentos, diferindo das posições originais da matriz original. Isto é feito para se garantir a aleatoriedade dos experimentos.

4.4.3.3 Resultados do ensaio Taguchi

Na sequência são mostrados os resultados obtidos no ensaio realizado para a verificação da influência das principais grandezas no mandrilamento de acabamento. Os dados expressam o resultado da combinação dos vários fatores, em seus três níveis, sobre o processo.

A tabela 4.10 mostra os valores de rugosidade Ra e Rt das peças usinadas para cada um dos 27 experimentos. Neste ensaio também foi considerado o parâmetro Rt, pois a escolha dos níveis das variáveis foi feita a partir de um desenvolvimento teórico baseado neste parâmetro.

Tabela 4.10 - Resultados do ensaio Taguchi

Resultados do ensaio							
ENS	PÇ	Rugosidade Ra (μm)	Rugosidade Rt (μm)	ENS	PÇ	Rugosidade Ra	Rugosidade Rt
1	22	2.60	23.26	15	18	1.81	14.37
2	21	6.35	7.90	16	10	3.18	10.47
3	19	2.60	9.14	17	14	1.06	14.33
4	27	4.40	5.15	18	16	1.20	13.55
5	23	6.32	6.15	19	1	2.98	17.42
6	26	2.54	14.89	20	6	2.28	22.32
7	20	4.00	6.87	21	9	1.13	32.57
8	25	4.00	14.51	22	4	0.58	16.58
9	24	3.52	12.45	23	2	1.12	34.90
10	12	4.43	24.49	24	8	1.62	25.96
11	11	1.43	11.45	25	5	0.82	24.35
12	13	0.99	27.04	26	3	0.99	18.07
13	17	1.90	7.57	27	7	0.66	26.49
14	15	1.81	9.95				

O comportamento das grandezas sobre os resultados do processo de mandrilamento são interpretados a seguir, através de gráficos que mostram a influência das diversas variáveis sobre uma determinada grandeza de saída.

4.4.3.4 Análise dos resultados

Através do emprego do software SADIE, que se utiliza das técnicas Taguchi, é possível proceder a análise dos resultados do ensaio. Além disso, ele também apresenta a análise de variância para a análise dos resultados de saída.

A influência das grandezas de entrada sobre a de saída é mostrada num conjunto de gráficos, facilitando deste modo a interpretação e a comparação entre eles. Existe também a opção de um estudo isolado de cada fator.

A análise de variância da tabela 4.11 mostra que o fator (L/D) exerce influência predominante sobre a rugosidade, com uma significância de 99%. A interação L/D x Vc apresenta uma pequena participação sobre a rugosidade resultante, com uma significância de 95%. Os demais fatores não apresentaram influência significativa sobre os resultados. Estas considerações são válidas para os parâmetros Ra e Rt.

Tabela 4.11 - Análise de variância para o ensaio Taguchi

Tabela de Análise de Variância - Ensaio Taguchi							
FATOR	G.L.	SS		MS		F	
		Ra	Rt	Ra	Rt	Ra	Rt
L/D	2	35.61	829.14	17.81	414.57	<u>40.68</u>	<u>27.31</u>
ap	2	4.09	104.70	2.04	52.35	4.67	3.45
L/D x ap	2	0.67	27.12	0.34	13.56	0.77	0.89
L/D x ap	2	1.47	93.18	0.74	46.59	1.68	3.07
f	2	3.79	110.96	1.90	55.48	4.33	3.65
L/D x f	2	3.02	72.76	1.51	36.38	3.45	2.40
L/D x f	2	0.30	13.26	0.15	6.63	0.34	0.44
Vc	2	3.43	125.88	1.71	62.94	3.91	4.15
L/D x Vc	2	7.71	200.38	3.86	100.19	<u>8.81</u>	<u>6.60</u>
L/D x Vc	2	5.68	117.65	2.84	58.83	<u>6.49</u>	<u>3.88</u>
RUÍDO 1	2	1.05	55.82	0.52	27.91		
RUÍDO 2	2	0.49	26.92	0.25	13.46		
RUÍDO 3	2	1.09	8.34	0.54	4.17		
ERRO	6	2.63	91.08	0.44	15.18		
TOTAL	26	68.40	1786.10	2.63	68.70		

A influência das variáveis de entrada do processo sobre a rugosidade das peças mandriladas é mostrada nas figuras 4.8 e 4.9 .

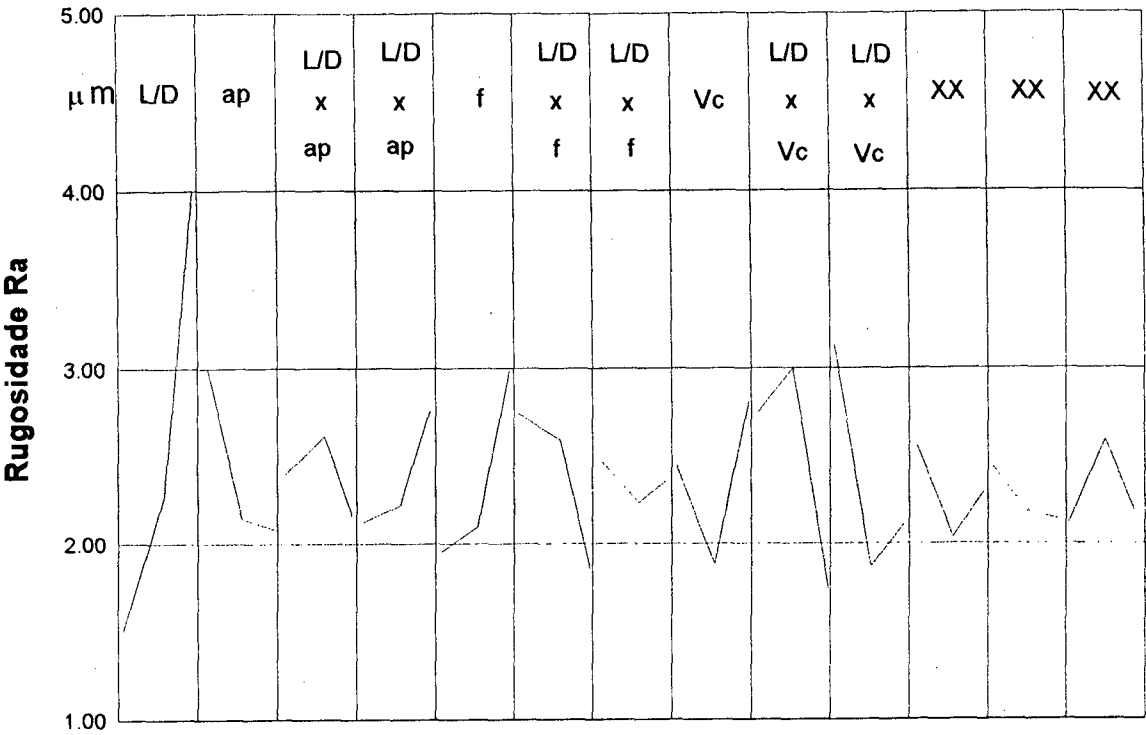


Figura 4.8 - Relação entre a rugosidade Ra e as grandezas de entrada

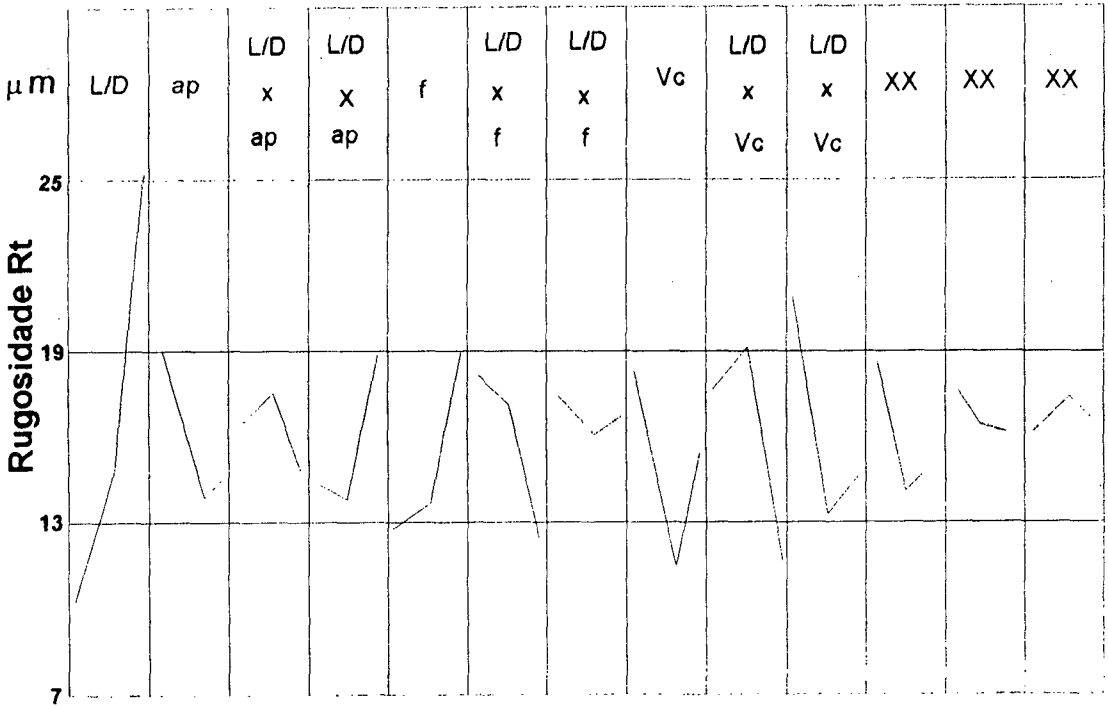


Figura 4.9 - Relação entre a rugosidade Rt e as grandezas de entrada

Os gráficos das figuras 4.8 e 4.9 mostram um comportamento idêntico das variáveis e de suas interações com relação a rugosidade. Portanto, as considerações que seguem são válidas para os dois parâmetros adotados.

A rugosidade aumenta consideravelmente com o aumento da relação (L/D), devido a diminuição da rigidez dinâmica do sistema. Com isso, ocorrem vibrações regenerativas de grande amplitude no processo que se espelham na superfície da peça. Estas podem ser percebidas através do som característico produzido durante a usinagem.

Os valores elevados da rugosidade também são decorrentes da elevada rugosidade do processo anterior, que era da mesma ordem de grandeza da menor profundidade de corte empregada no ensaio. Com isso, a profundidade de corte varia durante o processo, causando oscilação da força de corte e surgimento de vibrações.

A única interação que apresentou influência foi a $L/D \times V_c$, onde o aumento da velocidade de corte parece ter um efeito estabilizador no sistema.

4.4.4 Verificação experimental e análise dos resultados do ensaio de vibração

Neste estudo procura-se verificar o nível da aceleração de vibração para algumas condições de corte, para maior conhecimento do processo e melhor determinação de suas limitações.

4.4.4.1 Metodologia do ensaio

O objetivo do ensaio é conhecer o comportamento do nível da aceleração de vibração na frequência natural da barra de mandrilar. A análise deste comportamento é feito em relação a profundidade de corte, velocidade de corte e a relação (L/D) da barra de mandrilar.

4.4.4.1.1 Desenvolvimento do experimento

Para a realização dos ensaios utilizou-se como corpo de prova o aço ABNT 1213 com 50 mm de diâmetro externo, 16 mm interno e 32 mm de comprimento.

O acelerômetro foi fixado a 40 mm da extremidade livre da barra de mandrilar, para medir o nível da aceleração de vibração na direção vertical. Durante a usinagem um sinal elétrico proporcional ao nível da vibração era captado para uma determinada faixa de frequência. Os dados de cada experimento foram armazenados em um analisador de sinais e posteriormente passados para um microcomputador para que pudessem ser interpretados.

4.4.4.1.2 Resultado do ensaio de vibração

A figura 4.10 mostra um gráfico resultante da medição do nível de aceleração da vibração durante uma operação de mandrilamento de acabamento, para uma determinada faixa de frequência. O pico do nível de aceleração de vibração ocorre na frequência natural, comprovando assim, que a vibração existente no processo é auto-excitada.

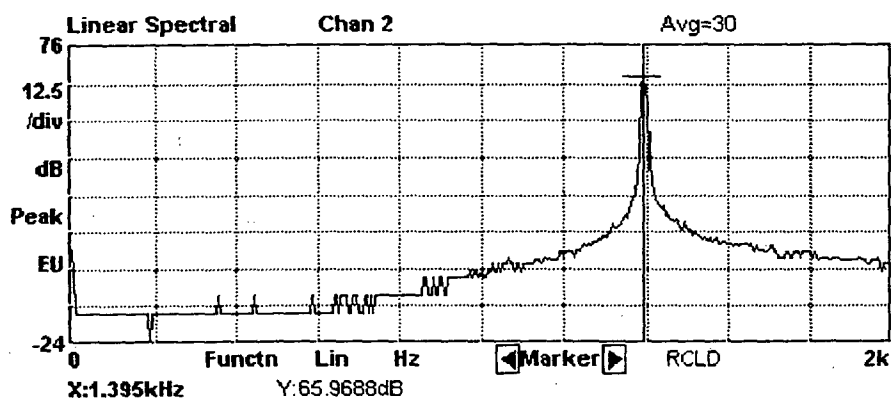


Figura 4.10 - Nível da aceleração de vibração de uma barra de aço com $L/D = 6.0$

A análise de variância auxilia na interpretação dos resultados do ensaio, permitindo a comparação entre os fatores para que se possa determinar aquele que possui maior influência sobre a característica de saída.

A análise dos resultados foi dividida em dois casos distintos. O primeiro envolve os resultados dos ensaios para uma relação $L/D = 4.5$, e o segundo relaciona os resultados para $L/D = 6.0$.

A tabela 4.12 apresenta o resultado do ensaio do nível da aceleração de vibração em dB para os dois casos.

Tabela 4.12 - Resultados do ensaio de vibração

Resultados do Ensaio de Vibração (Aceleração em dB)										
	Caso 1 L/D = 4.5					Caso 2 L/D = 6.0				
	Velocidade			totais	média	Velocidade			totais	media
Profundidade	80	120	160	yi	yim	80	120	160	yi	yim
0.30	28.17	30.00	25.00	83.17	27.72	65.98	70.41	72.38	208.77	69.59
0.45	31.38	28.06	28.34	87.78	29.26	66.62	70.78	72.20	209.60	69.87
0.60	32.91	31.00	29.00	92.91	30.97	66.62	70.78	72.60	210.00	70.00
totais yj	92.46	89.06	82.34	263.86	29.32	199.23	211.97	217.18	628.38	69.82

Utilizando-se do método da análise de variância dos dados, constrói-se a tabela 4.13, que fornece informações sobre a influência da profundidade de corte, da velocidade de corte e da interação destes dois fatores sobre a aceleração.

Tabela 4.13 - Análise de variância para o ensaio de vibração

Análise de Variância										
	Caso 1 L/D = 4.5					Caso 2 L/D = 6.0				
	S.S	G.L	Var (V)	Teste F	F Tab	S.S	G.L.	Var (V)	Teste F	F Tab
Prof.	15.83	2	7.92	3.32	18.00	0.26	2	0.132	2.81	18.00
Veloc.	17.68	2	8.84	3.70	18.00	56.82	2	28.41	604.47	18.00
Erro	9.54	4	2.39			0.19	4	0.047		
Total	43.05	8				57.27	8			

Para o caso 1 ($L/D = 4.5$), tanto para o fator profundidade de corte, quanto para a velocidade de corte, o valor F calculado é inferior ao F tabelado. Isto significa que não há

diferenciação dos dados. Portanto, os dois parâmetros não exercem influência sobre o nível de vibração da barra de mandrilar.

No caso 2 ($L/D = 6.0$), a profundidade não exerce influência significativa. Porém, para a velocidade de corte existe variação no conjunto de dados. Logo, ela exerce influência sobre o nível de aceleração da vibração.

A figura 4.11 mostra o gráfico do comportamento da aceleração de vibração em função da velocidade de corte para 3 profundidades e duas relações (L/D) da barra de mandrilar.

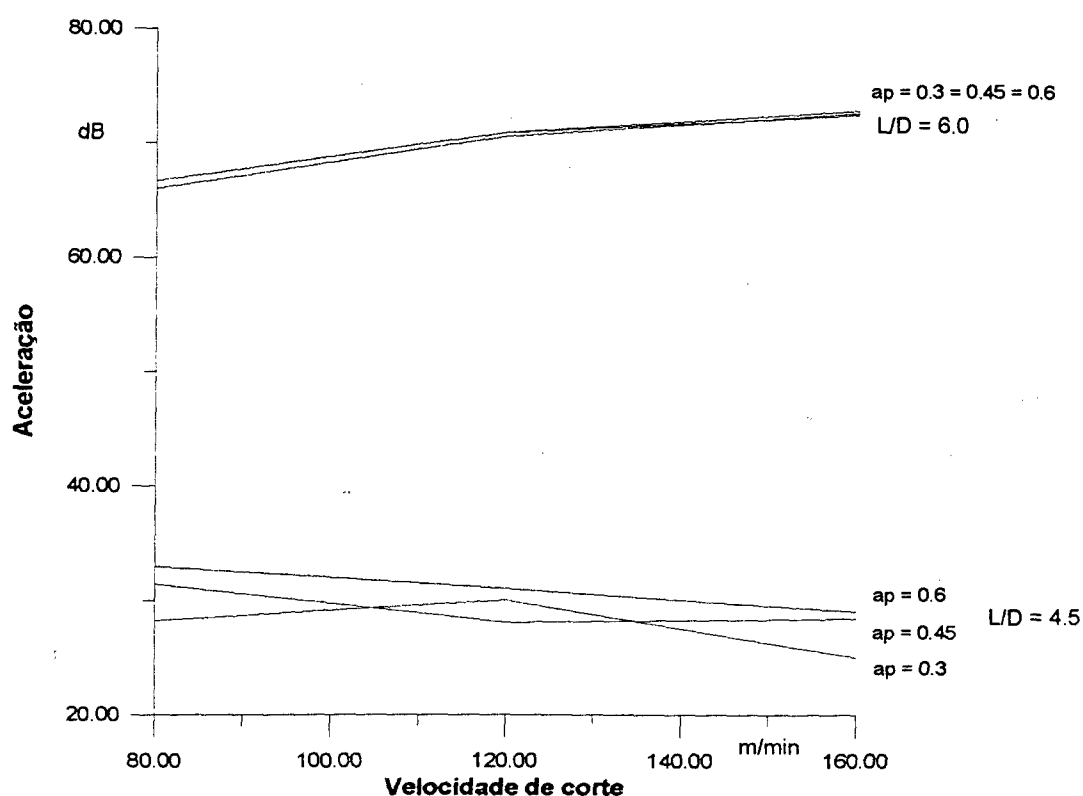


Figura 4.11 - Nível da aceleração da vibração em função da velocidade de corte e da profundidade de corte

Para a relação $L/D = 4.5$, a rigidez dinâmica do sistema é ainda suficientemente grande para manter o nível da aceleração de vibração em patamares baixos para as condições de corte empregadas no ensaio. Neste caso, o efeito regenerativo é pequeno, e não compromete o acabamento superficial da peça.

Já para a condição $L/D = 6.0$, a rigidez dinâmica do sistema é consideravelmente menor e o efeito regenerativo aparece com nível de vibração suficientemente elevado para repercutir no acabamento superficial da peça. Neste caso, o aumento da velocidade de corte, conseqüentemente da rotação, aumenta o nível da aceleração de vibração devido ao aumento do efeito regenerativo.

4.4.5 Verificação experimental e análise dos resultados do ensaio de força

4.4.5.1 Considerações iniciais

No mandrilamento de acabamento justifica-se o estudo das forças de usinagem, porque as características da superfície resultante dependem do seu valor estático e do seu comportamento dinâmico.

Especial atenção deve ser dada à força passiva, por esta atuar na direção da profundidade de corte. Sendo de fundamental importância se determinar condições onde esta força é minimizada.

4.4.5.2 Metodologia do ensaio

O objetivo do estudo é se conhecer o comportamento das forças de corte e passiva, com relação às variáveis profundidade de corte e raio de quina no mandrilamento de acabamento. Além disso, procura-se determinar os coeficientes da equação de Kienzle para o par material aço ABNT 1213 e ferramenta de metal duro utilizada

4.4.5.2.1 Desenvolvimento do experimento

Na execução dos ensaios foram utilizados corpos de prova de material aço ABNT 1213, fixado a placa de três castanhas do torno mecânico. Ao passo que, um suporte para a fixação da barra de mandrilar foi preso a uma plataforma piezelétrica montada no torno mecânico (figura 4.12).

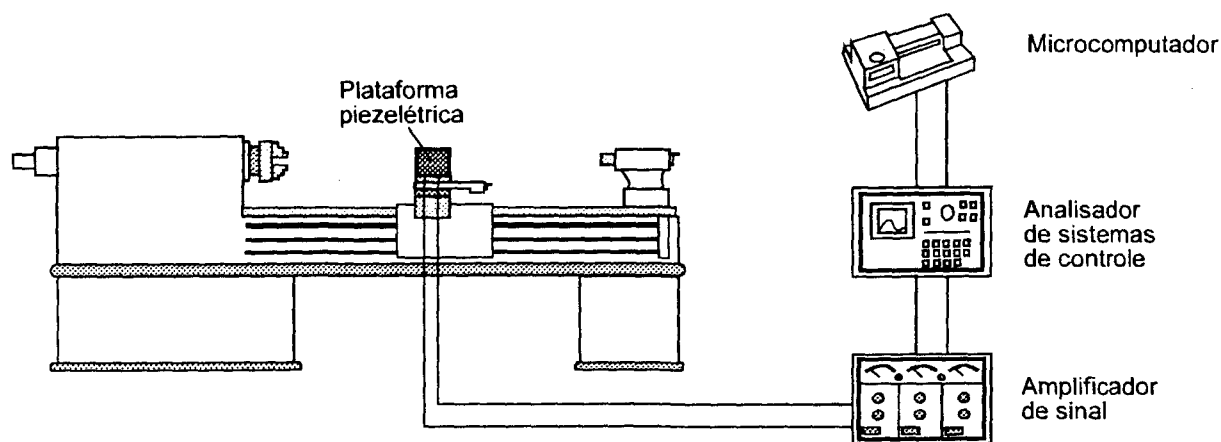


Figura 4.12 - Sistema de medição de forças

4.4.5.2.2 Operação do sistema de medição de forças

A aquisição das curvas de força em função do tempo era comandada por um microcomputador, empregando um programa capaz de adquirir os dados e corrigi-los através da introdução de coeficientes de calibração no sistema de medição.

4.4.5.3 Resultado do ensaio de força

A tabela 4.14 mostra os resultados das forças de corte e passiva obtidos para as condições do ensaio. A disposição dos resultados dos 3 experimentos nas colunas da tabela para cada uma das condições do ensaio segue a ordem crescente dos valores de força.

Tabela 4.14 - Resultados do ensaio de força de corte Fc e passiva Fp em N

Resultados do ensaio de força (N)											
Fc	Raio 0.2			Raio 0.4			Raio 0.8			Totais	Média
Prof.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	yi	yim
0.30	47.48	48.00	49.70	48.58	50.12	51.93	52.83	54.08	54.66	457.4	50.82
0.45	57.60	61.92	62.54	64.22	65.01	67.12	74.00	75.87	77.57	605.9	67.32
0.60	75.63	77.08	77.80	89.42	92.35	93.54	105.8	109.1	111.3	832.0	92.44
Tot. yj	557.75			622.29			715.15			1895	70.19
Fp	Raio 0.2			Raio 0.4			Raio 0.8			Totais	Média
Prof.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	yi	yim
0.30	18.33	19.72	21.22	30.74	32.52	33.50	41.28	41.81	42.03	281.2	31.24
0.45	27.59	28.38	29.96	35.28	37.07	38.72	45.77	47.12	48.18	338.1	37.56
0.60	22.60	24.24	26.00	28.77	30.74	32.58	57.66	60.10	62.00	344.7	38.30
Tot. yj	218.04			299.82			446.00			963.9	35.70

Na tabela 4.15 são mostrados os resultados da análise de variância para as forças de corte e passiva.

Tabela 4.15 - Análise de variância para as forças de corte e passiva

Análise de Variância										
	Caso 1 Fc					Caso 2 Fp				
	S.S	G.L.	Var (V)	Teste F	F Tab	S.S	G.L.	Var (V)	Teste F	F Tab
Prof.	7906.64	2	3953.32	146.42	5.72	271.28	2	135.64	6.27	5.72
Raio	1391.23	2	695.62	25.69	5.72	2963.32	2	740.83	34.27	5.72
ap x r	540.31	4	135.08			439.57	4	109.89		
Erro	55.29	18	3.08			36.00	18	2.00		
Total	9893.47	26				3710.17	26			

No caso da força de corte, observa-se que para ambas as variáveis, o valor de F tabelado é menor que F calculado, indicando que elas exercem influência sobre o valor da força de corte. Sendo que a profundidade de corte age com maior intensidade sobre os resultados. O gráfico da figura 4.13 mostra o comportamento da força de corte em função da profundidade de corte para três raios de quina. A força de corte aumenta com o aumento da profundidade de corte. Este efeito é maior quando a profundidade de corte é menor que o raio de quina.

Para a força passiva, novamente ambas as variáveis exercem influência e sua interação também é significativa. Contudo o raio de quina é o fator preponderante sobre o seu comportamento, porque ele determina o comprimento de contato entre o gume e a peça.

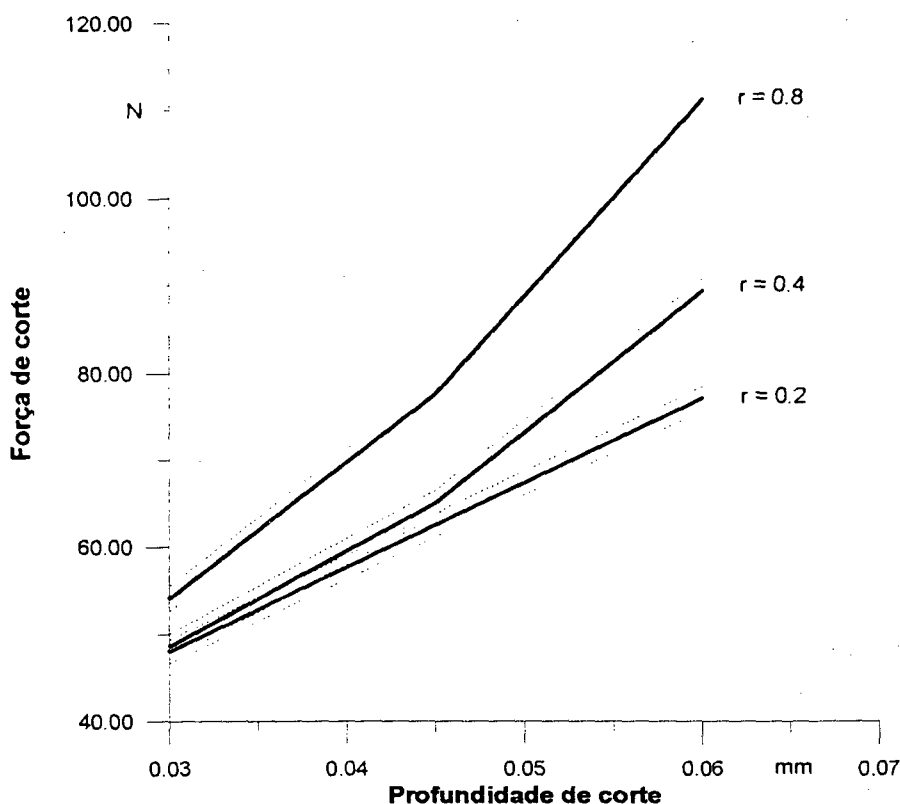


Figura 4.13 - Força de corte em função da profundidade de corte e do raio de quina

A figura 4.14 mostra o gráfico da força passiva em função da profundidade de corte para três raios de quina. A força passiva aumenta com o emprego de raios de quina maiores devido ao maior comprimento de contato resultante entre o gume e a peça. Além disso, quando se utiliza pequena profundidade de corte e grande raio de quina, apenas a superfície de arredondamento encontra-se no corte, de tal forma que a espessura de corte e o ângulo de posição não podem permanecer constantes. Durante a usinagem, a espessura de corte variável provoca uma pressão desigual do gume da ferramenta, resultando variação do ângulo de posição e conseqüente alteração no valor e na direção da força passiva. As oscilações da força passiva causam vibrações no suporte da ferramenta, que se espelham na superfície da peça e geram um rápido desgaste da ferramenta.

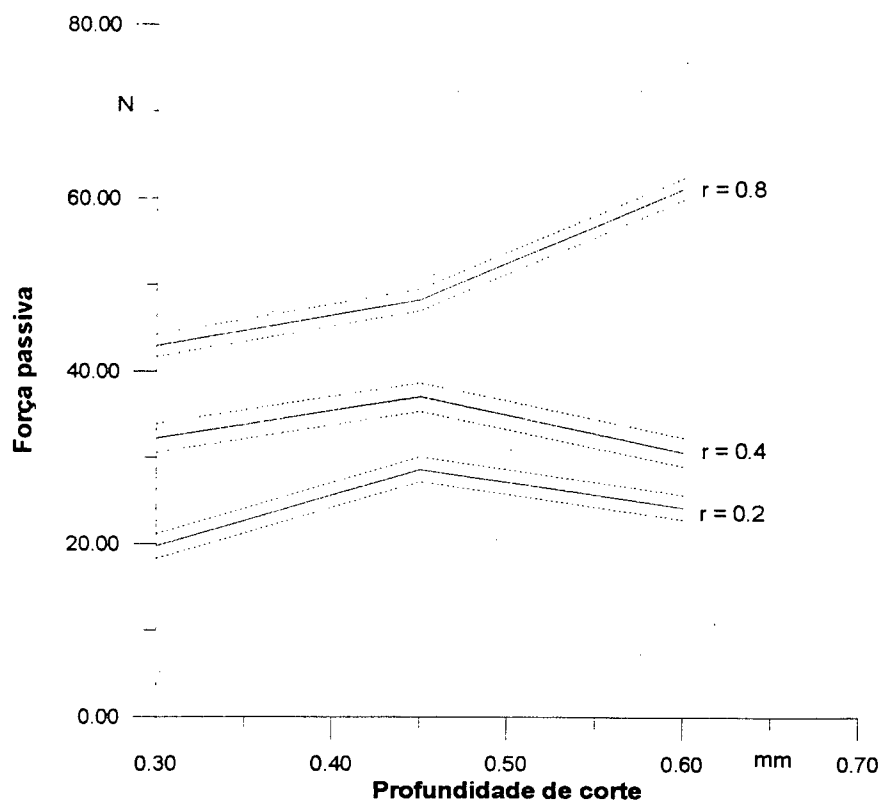


Figura 4.14 - Força passiva em função da profundidade de corte e do raio de quina

O gráfico da figura 4.15 mostra os valores experimentais das constantes da força de corte, para o par material aço ABNT 1213 e ferramenta de metal duro. A determinação destes valores foi necessária para que se pudesse completar os dados de entrada para a análise computacional da estabilidade do processo.

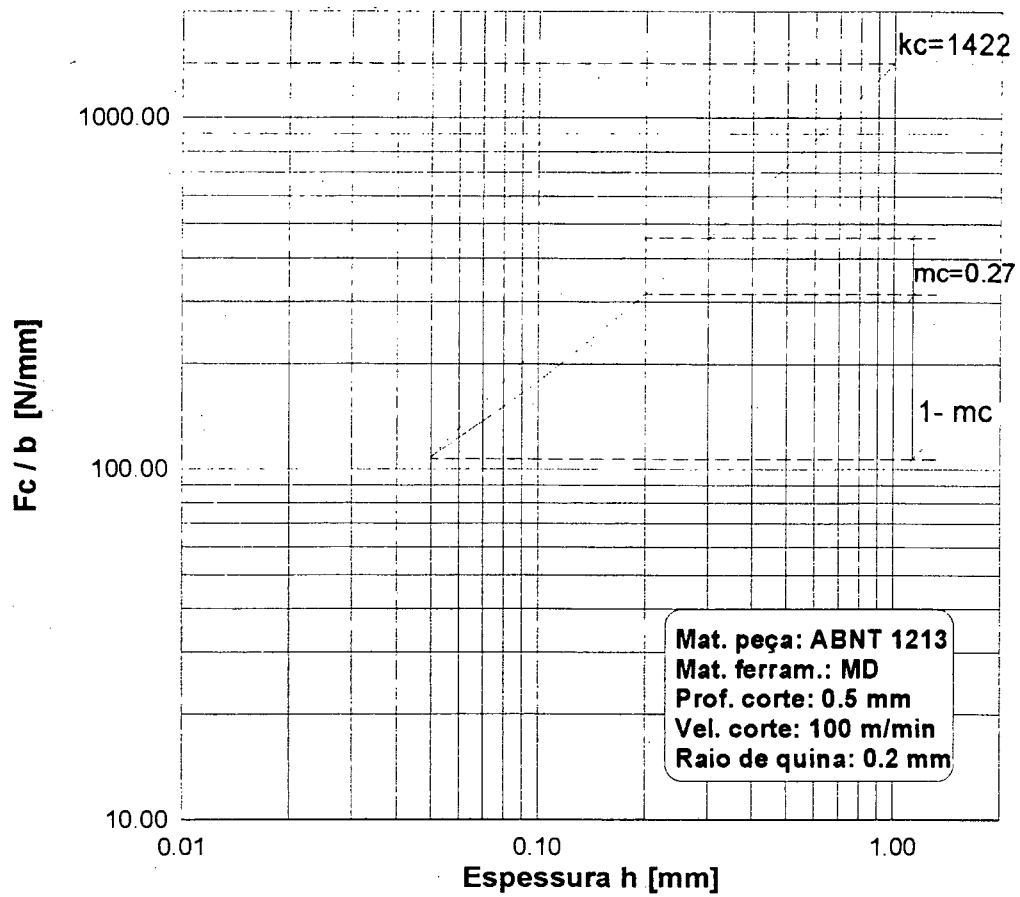


Figura 4.15 - Determinação das constantes da força de corte

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

Nos trabalhos de usinagem, a precisão de forma é definida a partir do comportamento cinemático da máquina e da estabilidade estática e térmica do sistema máquina-ferramenta-peça. O acabamento superficial é dependente primordialmente da geometria da ferramenta de corte, dos parâmetros de corte e do comportamento dinâmico máquina-ferramenta-peça.

O mandrilamento de furos, nos quais a relação profundidade-diâmetro assume grande valores, representa na prática um trabalho de usinagem especialmente crítico. Para este trabalho, devem ser empregadas ferramentas esbeltas, cujos diâmetros devem ser obviamente menores que o diâmetro do furo. As condições geométricas levam a uma pequena rigidez estática da ferramenta, e que aliada ao emprego de material metálico de pequeno coeficiente de amortecimento, resultam em alta elasticidade dinâmica que incorre no surgimento de vibrações regenerativas e conseqüente instabilidade do processo.

Neste trabalho a análise da estabilidade dinâmica do processo foi verificada através de um programa de computador e através de experimentos práticos. Comparando-se os resultados obtidos, verifica-se que os valores gerados pelo programa podem servir apenas como um referencial, porque existe uma diferença considerável (30%) entre estes e os determinados experimentalmente. Esta diferença pode ser justificada pelo emprego de um modelo simplificado na direção x , para que fosse possível a análise da estabilidade com base no diagrama de Nyquist. Com isto, a parte dinâmica do comportamento do processo é dada apenas pelo avanço, sendo o efeito regenerativo consideravelmente menor em sua direção.

O estudo comparativo do desempenho de três tipos de barras de mandrilar, mostrou que existe um ponto a partir do qual a rugosidade aumenta vertiginosamente. Este ponto corresponde a relação (L/D) crítica, que caracteriza o limite de estabilidade do sistema. A partir deste ponto a rigidez dinâmica do sistema não é suficientemente grande para evitar o

surgimento de vibrações regenerativas de grande amplitude que repercutem na superfície usinada e acarretam aumento da rugosidade. Para uma determinada condição de corte, o limite de estabilidade para a barra de aço foi atingido para uma relação $L/D=6.5$, a partir deste ponto a rugosidade dobrou seu valor. O emprego de uma barra de metal duro permitiu a usinagem isenta de vibrações até uma relação $L/D=8$. A partir de uma relação $L/D=9.0$, houve pronunciado aumento da rugosidade. A relação (L/D) crítica maior da barra de metal duro é devido a sua maior rigidez estática, resultante de um módulo de elasticidade três vezes maior que a do aço. Contudo, o aumento na rigidez dinâmica não é tão expressivo, porque se deve considerar também a densidade do material que influencia na massa da ferramenta, e a densidade do metal duro é duas vezes maior que a do aço. O material ótimo para a barra de mandrilar deve possuir, por isso, um alto módulo de elasticidade e pequena densidade, afim de permitir aumento de confiabilidade do processo. No caso da barra de metal duro com amortecimento, o limite de estabilidade foi ultrapassado após uma relação $L/D=10$. Isto ocorreu, porque o sistema de amortecimento passivo é capaz de dissipar a energia das vibrações regenerativas até este limite.

Através do emprego das técnicas Taguchi foi possível verificar a influência das variáveis de entrada sobre a rugosidade das peças mandriladas. O resultado da análise de variância mostrou que o fator L/D exerce influência predominante sobre a rugosidade, com uma significância de 99%. Os demais fatores não apresentaram influência significativa sobre os resultados. Com isso, pode-se concluir que no mandrilamento de acabamento de furos profundos, não há possibilidade de se obter resultados razoáveis, otimizando apenas os parâmetros de corte. Além disso, medidas para se evitar o surgimento de vibrações regenerativas devem ser consideradas.

Os resultados dos ensaios de vibração permitiram comprovar que as vibrações que surgem no processo ocorrem na frequência natural da barra de mandrilar, sendo portanto, auto-excitadas. Os resultados dos ensaios mostraram que para uma relação $L/D=4.5$, a rigidez dinâmica do sistema é ainda suficientemente grande para manter o nível da aceleração da vibração em patamares baixos, para as condições de corte empregadas no ensaio. Análise de variância mostrou que neste caso, tanto a velocidade de corte quanto a profundidade de corte, não exercem influência sobre o nível da aceleração da vibração. Para a condição $L/D=6.0$, a rigidez dinâmica do sistema é pequena e surge o efeito regenerativo

com nível de aceleração de vibração suficientemente elevado para repercutir no acabamento superficial da peça. Neste caso, com aumento da velocidade de corte, aumenta o nível da aceleração, devido ao aumento do efeito regenerativo.

A análise de variância dos resultados dos ensaios de força mostrou que tanto a profundidade de corte quanto o raio de quina exercem influência sobre as forças de corte e passiva. Sendo a profundidade de corte preponderante no caso da força de corte, e o raio de quina para a força passiva, porque este determina o comprimento de contato entre o gume e a peça. No mandrilamento de acabamento, procura-se reduzir a força passiva, por esta atuar na direção da profundidade de corte e influenciar diretamente sobre o efeito regenerativo.

Através deste estudo foi possível gerar mais informações e contribuir para um maior conhecimento do processo de mandrilamento de acabamento. Esta área tende a se desenvolver ainda mais e espera-se que este trabalho possa servir de fonte de orientação para futuras pesquisas.

Como sugestões para os próximos trabalhos, pode-se citar:

- Aperfeiçoamento do modelo teórico do processo, afim de se obter resultados mais próximos aos práticos.

- Desenvolvimento de barras de mandrilar que possuam forma geométrica otimizada de forma a reduzir sua massa sem reduzir sua rigidez dinâmica e integrar um amortecedor de vibração eficiente.

- Utilização de materiais que possuam alto módulo de elasticidade e pequena densidade, como o cermet, na fabricação de barras de mandrilar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Lohner, K. Casos práticos de aplicação de ferramentas modernas de mandrilar. **Máquinas e Metais**, n.339, 1994, p.18-30.
- [2] DELIÉGE, J. L'alésage avec barres élastiques munies d'absorbeur dynamique. **Revue M8**, 1962, p.81-91.
- [3] TAKEYAMA, H. Improvement of dynamic rigidity of tool holder by applying high-damping material. In: **ANNALS OF THE CIRP**, Berne, Switzerland: Haawag Ltd., Vol. 33/1, 1984, p.249-252.
- [4] LEE, D.G. Manufacturing and testing of chatter free boring bars. In: **ANNALS OF THE CIRP**, Berne, Switzerland: Haawag Ltd., Vol. 37/1, 1988, p. 365-368.
- [5] NEW, R.W., AU, Y.H.J. "Chatter-proof" overhang boring bars. Stability criteria and design procedure for a new type of damped boring bar. **Journal of Mechanical Design**, Vol.102/7, 1980, p.611-618.
- [6] NG, K.K., NEW, R.W. Profile Boring Operations - Tests on damped boring bars using known vibratory forces. **Int. J. Prod. Res.**, Vol. 14, N.2, 1978, p 149-169.
- [7] N., N. Damped bars bore deep holes. **Metalworking Production**, p.48-49, dez. 1963.
- [8] LAMBDON, E.A., REVVA V.F. Cemented carbide boring bars with dynamic vibration dampers. **Machine and Tooling**, Vol. 39, N.6, p. 39-41, 1968.
- [9] N., N. Vibration damper ups machining productivity. **Machinery**, Vol.74, N.1, p. 91-95, 1967.

- [10] MACKSCHEIDT, F. Werkzeuge zum ausdrehen langen Bohrungen. **Wt - Z. ind. Fertig.** Vol. 70, p. 239-240, 1980.
- [11] Production Engineering Research Association. The damping behaviour of a tuned and damped vibration absorber. In: P.E.R.A., N. 91, Ago. 1961.
- [12] THOMAS, M.D., KNIGHT W.A., SADEK M.M. Comparative dynamic performance of boring bars. In: 11. MTDR CONFERENCE, Oxford, England: Pergamon Press, 1970.
- [13] GRAB, H. Untersuchungen zur aktiven Dämpfung von Bohrstangen. **Industrie Anzeiger**, Vol. 94, N.18, p. 380-381, 1972.
- [14] DORNHÖFER, R., KEMMERLING, M. Innendrehen mit langen Bohrstangen. **VDI-Z**, Vol. 128, N. 8, p. 259-264, 1986.
- [15] DBP 1238311.
- [16] U.S. - Pat. 3499350.
- [17] GRAB, H. **Vermeiden von Ratterschwingungen durch periodische Drehzahl Variation.** Darmstadt, 1976. 137 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Técnica de Darmstadt
- [18] TAKEMURA, T., KITAMURA, T. e HOSHI, T. Active supression of chatter by programed variation of spindle speed. In: GENERAL ASSEMBLY OF THE CIRP, Kyoto, 1974.
- [19] INAMURA, T. e SATA T. Stability analysis of cutting under varying spindle speed. In: GENERAL ASSEMBLY OF THE CIRP., Kyoto, 1974.

- [20] FRENKEL, M.S. Finish boring with double-tool boring bars. **Machines and Tooling**, Vol. 74, N.19, p.16-19, 1973.
- [21] KUSTER, F. Cutting Dynamics and Stability of Boring Bars. In: **ANNALS OF THE CIRP**, Berne, Switserland, Vol. 39/1, 1990, p. 361-365.
- [22] RITZMANN, H. **Simulation von instabilen Bearbeitung mit Bohrstangen**. Zürich, 1989. 32 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica), ETH.
- [23] BÖTTGER, H. **Untersuchungen über den Einfluss der Spanungsbedingungen auf die makro und mikrogeometrische Formgenauigkeit der erzeugten Werstückoberfläche beim Innenfeindreihen von Stahl Ck45 mit Hartmetall**. Karl-Marx-Stadt 1967. 83 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Técnica de Karl-Marx.
- [24] PEKELHARING, A.J. Das Fertigdreihen. **Mikrotecnic** 10, 1960, Heft 2, p. 68-78.
- [25] PAHLITZSCH, G. e DORNHÖFER, R. Feindreihen mit keramischen Werkzeugen **Werkstatt und Betrieb**, Vol. 96, 1963, Heft 2, p. 109-118.
- [26] SOKOLOWSKI, A.P. Präzision in der Metallbearbeitung. **VEB Verlag Technik**, Berlim 1955.
- [27] KÖNIG, W. **Fertigungsverfahren: Drehen, Fräsen und Bohren**. 3 aufl. Düsseldorf: VDI, 1989, Vol 2, 421 p..
- [28] BRAMMERTZ, P.H. Die Entstehung der Oberflächenrauheit beim Feindreihen. **Industrie Anzeiger**, Vol.81, 1961, Heft 2, p. 25-31.

- [29] LEYENSETTER, W. **Spanstauchungsmessungen und Freiflächen beobachtung beim Drehen mit Hartmetallmeisseln im Feinschnitt.** VDI - Zeitschrift, Vol 8, 1956, Heft 18, p. 957-962.
- [30] SEMMLER, D. **Einfluss der Zerspanungsbedigungen auf der Verschleiss der Werkzeugen und die Güte der erzeugten Werkstückoberfläche beim Aussen-Feindreihen mit keramischen Schneidwerkzeugen.** Aachen, 1964. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), WZL.
- [31] EHRENREICH, M. e ILANI, S. Chip deformation and surface finish in turning. In: ANNALS OF THE CIRP, Braunschweig, 1960.
- [32] PAHLITZSCH, G. e SEMMLER, D. Feindreihen von Stahl mit oxydkeramischen Werkzeugen. **Zeitschrift für Wirtschaftliche Fertigung**, Vol.56, 1961, Heft 4, p. 148-153.
- [33] MONTGOMERY, D. C. **Design and analysis of experiments.** 3 ed. John Wiley and Sons. 1991, paginação irregular.
- [34] PERES, R.P. **Caracterização do processo e verificação das grandezas de entrada no brunimento de curso longo do tipo "Precidor".** Florianópolis: UFSC, 1994. 157 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), UFSC
- [35] ROSS, P. J. **Aplicação das técnicas Taguchi na Engenharia de Qualidade.** 1. ed. São Paulo: Mc Graw-Hill, 1991. 333 p.
- [36] METALS HANDBOOK. **Properties and selection of metals.** 8 ed. Ohio, 1961. Vol.1, 1300 p.

ANEXO A

Cálculo da área em forma de vírgula

A figura abaixo mostra dois círculos com o mesmo raio, cujos centros estão deslocados por um valor “q” na direção horizontal, e apresentam um valor “-H” para a ordenada. A área hachurada é chamada de área em forma de vírgula.

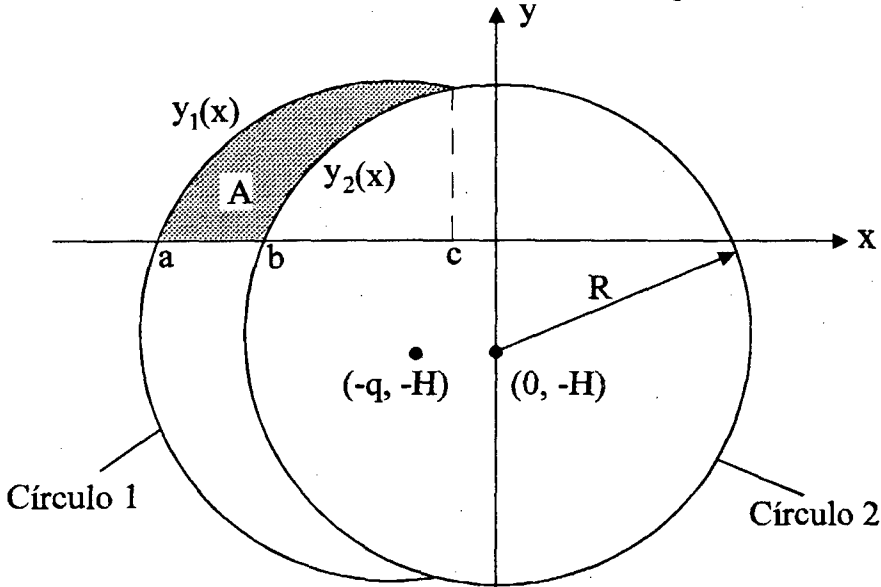


Figura - Definição de área em forma de vírgula

As bordas a, b e c são calculadas como:

$$a = -q - \sqrt{R^2 - H^2} ;$$

$$b = -\sqrt{R^2 - H^2} \text{ e}$$

$$c = -\frac{q}{2} .$$

A curva y1 fornece a equação para o círculo 1.

$$(x + q)^2 + (y + H)^2 = R^2 .$$

Para:

$$y_1 = \sqrt{R^2 - (x + q)^2} - H = \sqrt{-x^2 - 2xq + R^2 - q^2} - H .$$

A curva y2 fornece a equação para o círculo 2.

$$x^2 + (y + H)^2 = R^2 ,$$

$$y_2 = \sqrt{R^2 - x^2} - H$$

Pode-se escrever para a área procurada:

$$\int_a^c y_2 dx - \int_b^c y_2 dx = A_1 - A_2 .$$

A integral para a área 1 pode ser escrita:

$$A_1 = \int_{-q-\sqrt{R^2-H^2}}^q (\sqrt{-x^2-2qx+R^2}-H)dx ;$$

que resulta:

$$A_1 = \frac{R^2}{2} \left\{ \operatorname{asn} \left(\frac{\sqrt{R^2-H^2}}{R} \right) + \operatorname{asn} \left(\frac{-q}{2R} \right) \right\} - H \left\{ \frac{q + \sqrt{R^2-H^2}}{2} \right\} + \frac{q\sqrt{R^2-\frac{q^2}{4}}}{4}$$

Para a área A_2 , tem-se a integral :

$$A_2 = \int_{-\sqrt{R^2-H^2}}^{\frac{q}{2}} (\sqrt{R^2-x^2}-H)dx , \text{ que resulta:}$$

$$A_2 = \frac{R^2}{2} \left\{ \operatorname{asn} \left(\frac{\sqrt{R^2-H^2}}{R} \right) - \operatorname{asn} \left(\frac{q}{2R} \right) \right\} + H \left\{ \frac{q - \sqrt{R^2-H^2}}{2} \right\} - \frac{q\sqrt{R^2-\frac{q^2}{4}}}{4}$$

Finalmente encontra-se o valor da área procurada:

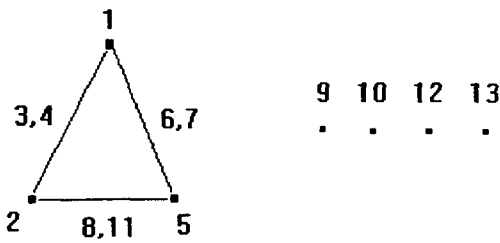
$$A = A_1 - A_2 = R^2 \operatorname{asn} \left(\frac{q}{2R} \right) - Hq + \frac{q\sqrt{R^2-\frac{q^2}{4}}}{2} .$$

ANEXO B

- Arranjo ortogonal L27

COLUNA													
ENS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1
12	2	1	2	3	3	1	1	3	1	2	3	1	2
13	2	2	3	1	1	2	2	2	3	1	3	1	2
14	2	2	3	1	2	3	3	3	1	2	1	2	3
15	2	2	3	1	3	1	1	1	2	3	2	3	1
16	2	3	1	2	1	2	2	3	1	2	2	3	1
17	2	3	1	2	2	3	3	1	2	3	3	1	2
18	2	3	1	2	3	1	1	2	3	1	1	2	3
19	3	1	3	2	1	3	3	1	3	2	1	3	2
20	3	1	3	2	2	1	1	2	1	3	2	1	3
21	3	1	3	2	3	2	2	3	2	1	3	2	1
22	3	2	1	3	1	3	3	2	1	3	3	2	1
23	3	2	1	3	2	1	1	3	2	1	1	3	2
24	3	2	1	3	3	2	2	1	3	2	2	1	3
25	3	3	2	1	1	3	3	3	2	1	2	1	3
26	3	3	2	1	2	1	1	1	3	2	3	2	1
27	3	3	2	1	3	2	2	2	1	3	1	3	2

- Gráfico linear do arranjo ortogonal L27



ANEXO C

- Características dos equipamentos auxiliares

Amplificador de sinais

- fabricante: Kistler Instrumente AG
- modelo: 5006
- faixa de medição: ± 10 a 500.000 pC
- sensibilidade: -0,1 a 11.000 pC/un. mecânica
- impedância de entrada: 100 T Ω
- faixa de frequência: 0 a 180 kHz
- precisão: $< \pm 1 \%$
- linearidade: $< \pm 0,5 \%$
- sinal parasita do cabo: $-3 \times 10^{-5} \text{ pC}_{\text{RAS}} / \text{pF}$
- temperatura de utilização: 0 a 50°C

Analizador de sistemas de controle

- fabricante: Hewlett-Packard
- modelo: 3497 A

Analizador de sinais

- fabricante: Hewlett-Packard
- modelo: HP 3560 A

Acelerômetro

- fabricante: PCB
- modelo: ICP
- sensibilidade: 1,09 mV/ m/s²

Martelo de impacto

- fabricante: PCB
- sensibilidade: $1,09 \text{ mV/ m/s}^2$

Plataforma piezelétrica

- fabricante: Kistler Instrumente AG
- modelo: 9263
- faixa de medição: 0 a 15 kN
- sensibilidade (pC/N) : - 3.94 para Fx
 - 3.96 para Fy
 - 3.72 para Fz
- linearidade: 0.3 % para Fx e Fy
 - 0.5 % para Fz

Rugosímetro

- fabricante: Feinprüf GmbH
- modelo: S8P
- trajetória de deslocamento: 1.5 - 60 mm
- precisão de deslocamento: $\pm 0.2 - 60 \text{ mm}$
- velocidade de apalpamento: $0.5 - 0.1 \text{ mm/s} \pm 5\%$
- velocidade de retorno: 1.5 mm/s
- posicionamento vertical:
 - grosso: 135 mm, -20 para a superfície estabelecida
 - fino: 20 mm, através do parafuso de posicionamento
- posicionamento horizontal:
 - grosso: através do botão correspondente
 - fino: botão para posicionamento fino
- ajuste de inclinação: $\pm 1^\circ$, através do parafuso de posiciomento fino